



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

VAPORIZZAZIONE DI R134a IN UN MINITUBO MICROALETTATO

Relatore: Ch.ma Prof.ssa Luisa Rossetto

Correlatore: Ing. Andrea Diani

Laureando: Guido Ghion 1081880

ANNO ACCADEMICO 2014-2015

Indice

Sommario	1
Introduzione	3
Capitolo 1 - La vaporizzazione	5
1.1 Introduzione.....	5
1.2 Deflusso entro tubi orizzontali.....	6
1.3 Vaporizzazione in liquido stagnante	9
1.4 Vaporizzazione in tubo.....	10
Capitolo 2 - Tubi microfin	15
2.1 Caratteristiche e generalità	15
2.2 Confronto con i tubi lisci	17
Capitolo 3 - L'impianto sperimentale	23
3.1 Il circuito primario.....	23
3.1.1 La sezione sperimentale	26
3.1.2 Il fluido refrigerante R134a	27
3.2 I circuiti secondari	29
3.3 Il sistema di acquisizione	30
Capitolo 4 - Regressione dei dati sperimentali	33
4.1 Gestione dell'impianto.....	33
4.1.1 Carica	33
4.1.2 Avvio	34
4.1.3 Regolazione	35
4.1.4 Spegnimento.....	36

4.2	Elaborazione dei dati	36
4.2.1	Potenza elettrica	37
4.2.2	Proprietà dei fluidi.....	38
4.2.3	Titolo medio nella sezione	39
4.2.4	Coefficiente di scambio termico	41
4.2.5	Perdite di carico.....	41
4.3	Analisi dell'incertezza	43
4.3.1	Introduzione	43
4.3.2	Calcolo dell'incertezza.....	45
4.3.3	Riepilogo delle incertezze calcolate	49
Capitolo 5	- Risultati ottenuti	51
5.1	Influenza della portata	51
5.1.1	HF=10 kW m ⁻²	52
5.1.2	HF=25 kW m ⁻²	54
5.1.3	HF=50 kW m ⁻²	57
5.2	Influenza del flusso termico	59
5.2.1	Coefficienti di scambio termico	59
5.2.2	Perdite di carico.....	61
5.3	Influenza della temperatura di saturazione	62
5.4	Prove monofase.....	64
5.5	Verifica dell'eventuale crisi termica	66
5.6	Analisi dell'andamento delle temperature di parete con COMSOL.....	70
Capitolo 6	- Confronto con modelli numerici	79
6.1	Confronto con i tubi lisci.....	79

6.1.1	Confronto con il modello di Shah [21,22] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	80
6.1.2	Confronto con il modello di Tran et al. [23] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	84
6.1.3	Confronto con il modello di Lopez-Belchì et al. [24] per il calcolo delle perdite di carico per attrito	87
6.2	Confronto con modelli per i tubi microfin	90
6.2.1	Confronto con il modello di Diani et al. [25] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	91
6.2.2	Confronto con il modello di Wu et al. [26] per il calcolo del coefficiente di scambio termico	94
6.2.3	Confronto con il modello di Diani et al. [25] per il calcolo delle perdite di carico	97
6.2.4	Confronto con il modello di Wu et al. [26] per il calcolo delle perdite di carico	99
6.2.5	Confronto con il modello di Han e Lee [27] per il calcolo delle perdite di carico	101
Conclusioni		103
Nomenclatura		107
Bibliografia		111

Sommario

Il presente lavoro di tesi consiste nell'analisi sperimentale dei coefficienti di scambio termico e delle perdite di pressione in un minitubo microaletato internamente di diametro esterno 3 mm entro cui vaporizza il fluido frigorifero R134a.

L'industria nutre grande interesse verso i tubi microfin perché tramite il loro utilizzo è possibile ottenere scambiatori sempre più performanti sotto il profilo dello scambio termico e al contempo di ridotte dimensioni.

Si è scelto di utilizzare R134a perché attualmente è uno dei fluidi più diffusi nell'ambito dello scambio termico: ne studiamo la vaporizzazione perché è la trasformazione più interessante, in quanto proprio con questa si ottengono i coefficienti di scambio termico migliori.

Nel primo capitolo verranno introdotte la teoria della vaporizzazione e le diverse configurazioni che può assumere un deflusso bifase.

Nel secondo capitolo saranno presentati i tubi microfin, con una descrizione generica della tecnologia accompagnata da un confronto delle loro prestazioni rispetto a quelle dei tubi lisci, riportando analisi e studi presenti in letteratura compiuti da diversi autori nel corso degli anni.

Nel terzo capitolo verrà descritto l'impianto sperimentale che si è utilizzato nelle prove in laboratorio, le caratteristiche della sezione sperimentale testata e del fluido refrigerante, e infine il sistema di acquisizione dei dati con le relative apparecchiature.

Nel quarto capitolo sarà presentato il procedimento che si è utilizzato per acquisire i dati sperimentali, elaborarli e calcolarne l'incertezza ad essi associata.

Nel quinto capitolo saranno mostrati, con l'aiuto di alcuni grafici, tutti i risultati ottenuti dalle prove eseguite, seguiti da una verifica della presenza eventuale di dryout e da un'analisi sulle temperature di parete eseguita con il programma di simulazione fisica COMSOL.

Nel sesto ed ultimo capitolo i risultati sperimentali ottenuti saranno confrontati con modelli numerici presi in letteratura per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico nei tubi lisci o nei microfin.

Tutte le osservazioni più significative sui risultati ottenuti nella nostra trattazione saranno brevemente riassunte e riportate nelle conclusioni.

Introduzione

Negli ultimi anni alcuni studi hanno dimostrato come i metodi tradizionali di raffreddamento ad aria stiano arrivando ormai al loro limite tecnologico e che non riusciranno ancora per molto a sostenere il rapido passo dell'evoluzione tecnologica. Nell'industria elettronica ad esempio, la crescente miniaturizzazione della componentistica ha posto l'esigenza di smaltire grandi quantità di calore in aree ristrettissime, ovvero di asportare flussi termici specifici molto elevati per garantire temperature di esercizio dei chip adeguate al loro corretto funzionamento.

E' soprattutto nell'ambito di tale nuova problematica che si sono sviluppate alcune nuove tecnologie, tra le quali si stanno distinguendo i minitubi microaletti: si è visto infatti che, generalmente, con questa tecnologia si ottengono coefficienti di scambio termico sensibilmente migliori rispetto ai tubi lisci, a fronte di un modesto aumento delle perdite di carico. Questo è dovuto alla loro particolare geometria, che presenta appunto una microalettatura elicoidale all'interno del tubo che da un lato aumenta l'area di scambio e dall'altro aumenta la turbolenza nel flusso e ne facilita il moto anulare, anche grazie al maggiore effetto della tensione superficiale tra le alette rispetto ai tubi lisci.

Ultimamente la tendenza è stata quella di spingersi nella costruzione di tubi con diametri sempre minori, così da ottenere il più possibile dimensioni ridotte e alti coefficienti di scambio. Oltre a ciò, si è ottenuta anche una significativa riduzione della carica di refrigerante da utilizzare negli impianti, cosa positiva sia se si utilizzano refrigeranti sintetici, che spesso sono inquinanti, sia se si utilizzano fluidi naturali infiammabili o tossici.

Anche se sono stati fatti molti studi sullo scambio di calore e sulle caratteristiche del moto bifase all'interno di tubi microfin con diametri di uso corrente, c'è ancora un gran lavoro di ricerca da eseguire su piccoli diametri, soprattutto sotto i 5-6 mm, dove generalmente le correlazioni note per diametri maggiori perdono la loro validità. Stessa cosa dicasi per studi condotti su minitubi lisci: l'introduzione delle microalette cambia completamente i

regimi di deflusso bifase che si realizzano, pertanto c'è la necessità di implementare modelli di previsione delle perdite di carico per attrito e del coefficiente di scambio termico specifici per i tubi microfin.

Inoltre molti studi disponibili in letteratura sulla vaporizzazione all'interno di tubi orizzontali riportano esperimenti eseguiti su fluidi refrigeranti a basse temperature di saturazione, solitamente tra i 15÷20°C, tipiche nelle applicazioni di refrigerazione e di condizionamento dell'aria. Temperature di saturazione di 30°C o superiori, sono più comuni nelle applicazioni che riguardano la refrigerazione di circuiti elettronici, dove si vuole evitare la condensazione del vapor d'acqua presente nell'aria sulla superficie di scambio. Il processo di scambio termico ad alte temperature avviene comunque anche in applicazioni come le pompe di calore industriali, i ribollitori per processi chimici e petrolchimici, i sistemi geotermici ORC, e molte altre ancora.

Con questa tesi si cerca quindi di dare un piccolo contributo nella comprensione del funzionamento di questa tecnologia, tra la vastità delle possibili applicazioni, analizzando principalmente la vaporizzazione di R134a a 30°C in un tubo microfin di 3 mm di diametro esterno.

Capitolo 1

La vaporizzazione

1.1 Introduzione

Il processo di vaporizzazione avviene quando una sostanza liquida viene convertita in vapore tramite somministrazione di calore. Possiamo distinguere due tipi di vaporizzazione: in genere parliamo di ebollizione quando c'è la formazione di bolle (nel liquido o su di una superficie riscaldata immersa in esso) e di evaporazione quando il liquido vaporizza nell'interfaccia liquido-vapore senza generare bolle; in alcuni casi questi due meccanismi possono coesistere.

La vaporizzazione può avvenire in liquido stagnante (*pool boiling*) o con liquido in movimento (*flow boiling*): lo studio soprattutto di quest'ultimo processo è molto complicato perché implica la corretta individuazione del regime di deflusso bifase liquido-vapore che si instaura all'interno del condotto. Regimi di deflusso diversi comportano infatti il verificarsi di fenomeni fisici assai vari che determinano valori del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico completamente differenti.

Definiamo allora alcune grandezze che ci aiutano ad identificare il regime di deflusso:

- il titolo x è il rapporto tra portata di massa di vapore \dot{m}_v e quella totale:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{(\dot{m}_v + \dot{m}_l)}$$

dove \dot{m}_l è la portata di massa della fase liquida;

- la frazione di vuoto ε è pari alla frazione media nel tempo della sezione trasversale di deflusso A o del volume totale bifase V occupato dal vapore:

$$\varepsilon = \frac{A_v}{A} = \frac{V_v}{V}$$

- le velocità superficiali della fase liquida J_l e del vapore J_v sono:

$$J_l = \frac{\dot{V}_l}{A} \quad J_v = \frac{\dot{V}_v}{A}$$

dove \dot{V}_l e \dot{V}_v sono le portate volumetriche di fase liquida e fase vapore.

In letteratura sono presenti numerosi studi che cercano di predire il regime di deflusso bifase per diversi fluidi, sia esso adiabatico, in condensazione o in vaporizzazione, che si possono suddividere in due grandi categorie: deflusso in tubo verticale o deflusso in tubo orizzontale. Il primo ha il vantaggio di presentare una situazione simmetrica lungo la sezione di passaggio, mentre nel secondo la forza di gravità, agendo perpendicolarmente alla direzione di moto, tende a separare le due fasi portando il liquido che ha maggior densità nella parte inferiore della sezione di passaggio e il vapore nella parte superiore.

1.2 Deflusso entro tubi orizzontali

Taitel e Dukler [1] hanno proposto una mappa dei regimi di deflusso in tubo orizzontale o leggermente inclinato, in teoria utilizzabile solo per deflusso bifase adiabatico, ma che in pratica viene spesso presa come riferimento anche in presenza di cambiamento di fase. La mappa (figura 1.1) considera i gruppi dimensionali F , K , T , (funzioni di diverse grandezze quali la portata specifica, il titolo, il diametro e l'angolo di inclinazione rispetto all'orizzontale del tubo, le densità e le velocità superficiali delle due fasi, ecc..) in funzione del parametro di Martinelli X (funzione di titolo della miscela, densità di fase liquida e

vapore e fattori d'attrito) definendo così alcune curve che individuano i “confini” di transizione tra i diversi regimi:

- Curva A (F in funzione di X): confine di transizione tra regime stratificato con onde e regime intermittente o anulare;
- Curva B ($X = 1,6$): confine di transizione tra deflusso anulare e intermittente;
- Curva C (K in funzione di X): confine di transizione tra moto stratificato e stratificato perturbato;
- Curva D (T in funzione di X): confine di transizione tra deflusso a bolle e deflusso intermittente.

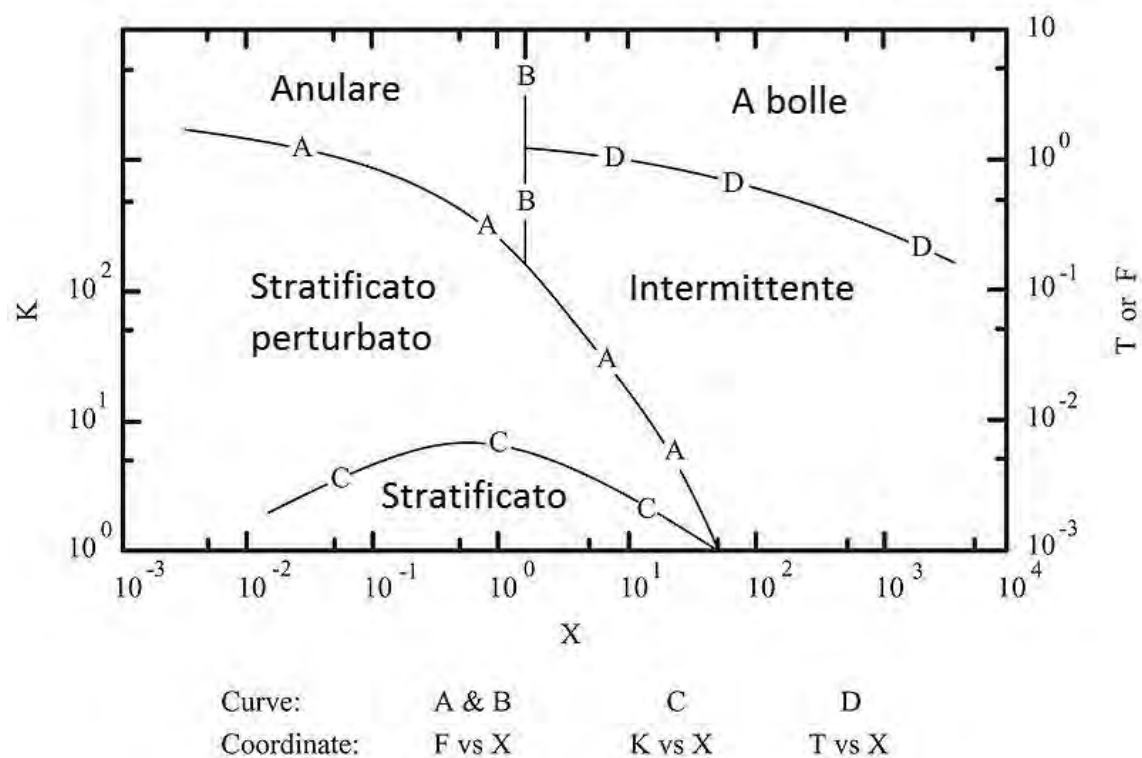


Figura 1.0.1: Mappa dei regimi di deflusso di Taitel e Dukler per moto entro tubo orizzontale [2].

Il deflusso stratificato è caratterizzato da una completa separazione delle fasi dovuta alla forza di gravità, con il liquido che scorre nella parte inferiore del tubo e il vapore nella parte superiore, mentre il deflusso stratificato perturbato è analogo a questo ma qui l'interfaccia liquido-vapore non risulta piatta bensì increspata (figura 1.2).

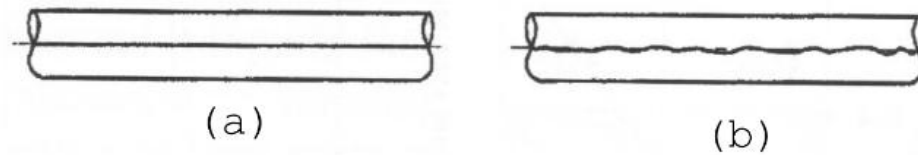


Figura 1.0.2: Deflusso stratificato (a) e stratificato perturbato (b) [2].

Nel deflusso intermittente il liquido scorre formando delle sacche di liquido separate da bolle di vapore: a basse portate le bolle di vapore scorrono vicino alla parte superiore del tubo e il liquido non contiene bolle, si parla allora di deflusso a bolle allungate; ad alte portate nel liquido sono presenti bolle di vapore e le onde di liquido possono essere di varia ampiezza, si parla dunque di deflusso a sacche (figura 1.3).

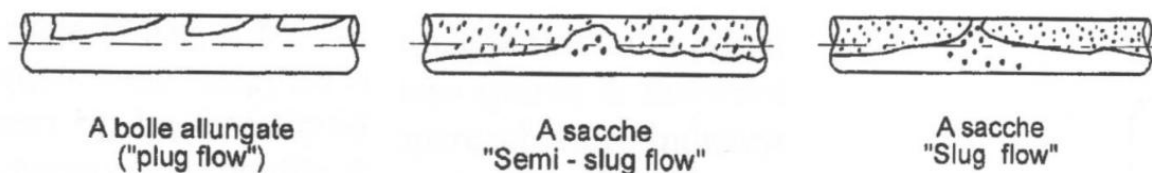


Figura 1.0.3: Deflusso intermittente: da sinistra a destra portate crescenti [2].

Si ha poi il deflusso a bolle, nel quale la fase gassosa fluisce nella fase liquida sotto forma di bolle che si distribuiscono uniformemente solo per elevate velocità del vapore, altrimenti si concentrano nella parte alta del tubo.

Infine c'è il deflusso anulare che è caratterizzato da un film di liquido che scorre lungo le pareti del tubo mentre il vapore viaggia all'interno della sezione (figura 1.4).

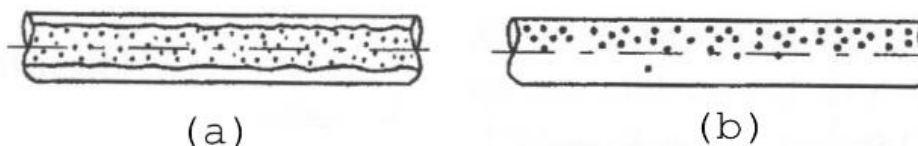


Figura 1.0.4: Deflusso anulare (a) e a bolle (b) [2].

1.3 Vaporizzazione in liquido stagnante

Per comprendere i meccanismi basilari della vaporizzazione in liquido stagnante viene ora esposto l'esperimento di Nukiyama [3].

Questi immerse un filo di platino riscaldato elettricamente in un recipiente pieno d'acqua a pressione atmosferica e, agendo sulla potenza elettrica fornita ad esso, andò ad aumentare gradualmente il flusso termico specifico q scambiato con l'acqua per effetto Joule. Quindi ricavò la temperatura di parete T_w del filo da misure di resistenza elettrica e tracciò l'andamento del grafico di figura 1.5.

Nella curva si possono distinguere bene quattro precise regioni di ebollizione:

1) Fino al punto A (flussi termici bassi): qui il calore viene scambiato solo per convezione naturale e la vaporizzazione avviene sulla superficie libera del liquido, non c'è ebollizione e i coefficienti di scambio termico sono modesti.

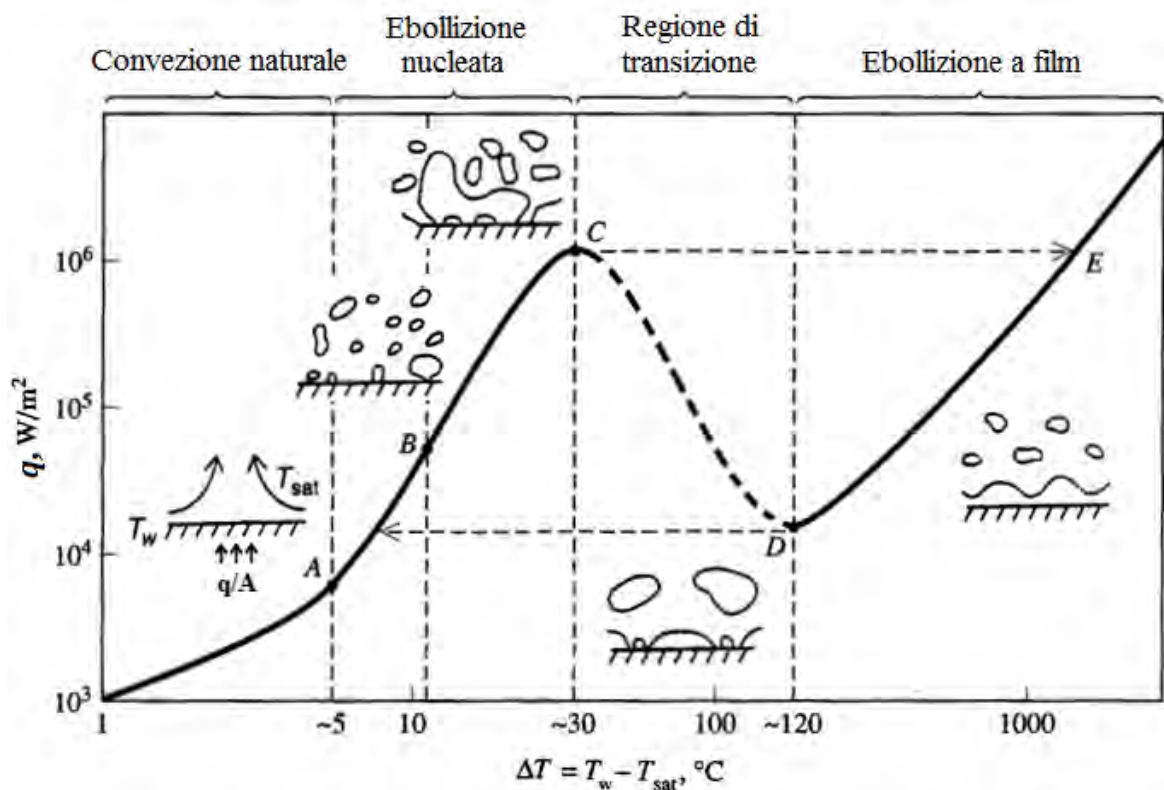


Figura 1.0.5: Curva dell'ebollizione in liquido stagnante.

2) Da A a C: in questa regione si iniziano a formare le prime bolle di vapore che raggiunta una certa dimensione si staccano dalla parete e migrano verso l'alto fino a raggiungere il pelo libero del liquido. Questo meccanismo crea una grande agitazione nel liquido che aumenta il coefficiente di scambio termico: lo si può notare da come, pur aumentando molto il flusso termico specifico, la differenza ΔT tra la temperatura di parete e quella di saturazione aumenti in misura molto minore. Possiamo ulteriormente suddividere questa zona in un primo settore da A a B, dove i punti di nucleazione sono pochi e le bolle ben distinte, e in un secondo settore da B a C dove si ha il pieno sviluppo dell'ebollizione nucleata con il raggiungimento dei coefficienti di scambio termico maggiori.

3) Da C a E: il punto C rappresenta il valore del flusso termico massimo oltre il quale la formazione di bolle è talmente sviluppata che il liquido non riesce più a raggiungere la superficie riscaldata: si forma un film di vapore sulla superficie e lo scambio termico avviene dunque per convezione e conduzione con il vapore (anche irraggiamento per temperature di parete più alte), un meccanismo meno efficiente che comporta il crollo del coefficiente di scambio termico e il passaggio dal punto C direttamente al punto E, con conseguente rapido innalzamento della temperatura di parete.

4) Da C a D: questa regione è la cosiddetta "zona di transizione". Nel caso di riscaldamento elettrico (quindi con un controllo sul flusso termico), come appena visto, questa zona viene saltata: se però sostituiamo il filo di platino con uno scambiatore entro cui passa un altro fluido, possiamo variare con precisione la temperatura di parete e, innalzandola gradualmente a partire dal punto C, possiamo notare come il liquido tocchi la parete in modo intermittente e sempre con minor frequenza, fino al punto D oltre il quale si instaurerà l'ebollizione a film di cui parlavamo nel punto precedente.

1.4 Vaporizzazione in tubo

Numerosissime applicazioni industriali si servono della vaporizzazione in tubo, sia esso orizzontale o verticale. Si comincia analizzando le varie fasi che si verificano durante la vaporizzazione in tubo verticale [4] (figura 1.6): si consideri un tubo verticale, riscaldato lungo tutta la superficie con un flusso termico specifico q costante e non troppo elevato,

alla cui base entra del liquido sottoraffreddato che scorre dal basso verso l'alto con portata costante.

Nella regione A il liquido aumenta la propria temperatura e si ha scambio termico per convezione forzata con la parete del tubo.

Nel tratto B la temperatura di parete supera la temperatura minima sufficiente ad attivare i primi siti di nucleazione, alcune volte ancora in presenza di liquido sottoraffreddato: si parla di ebollizione nucleata in liquido sottoraffreddato.

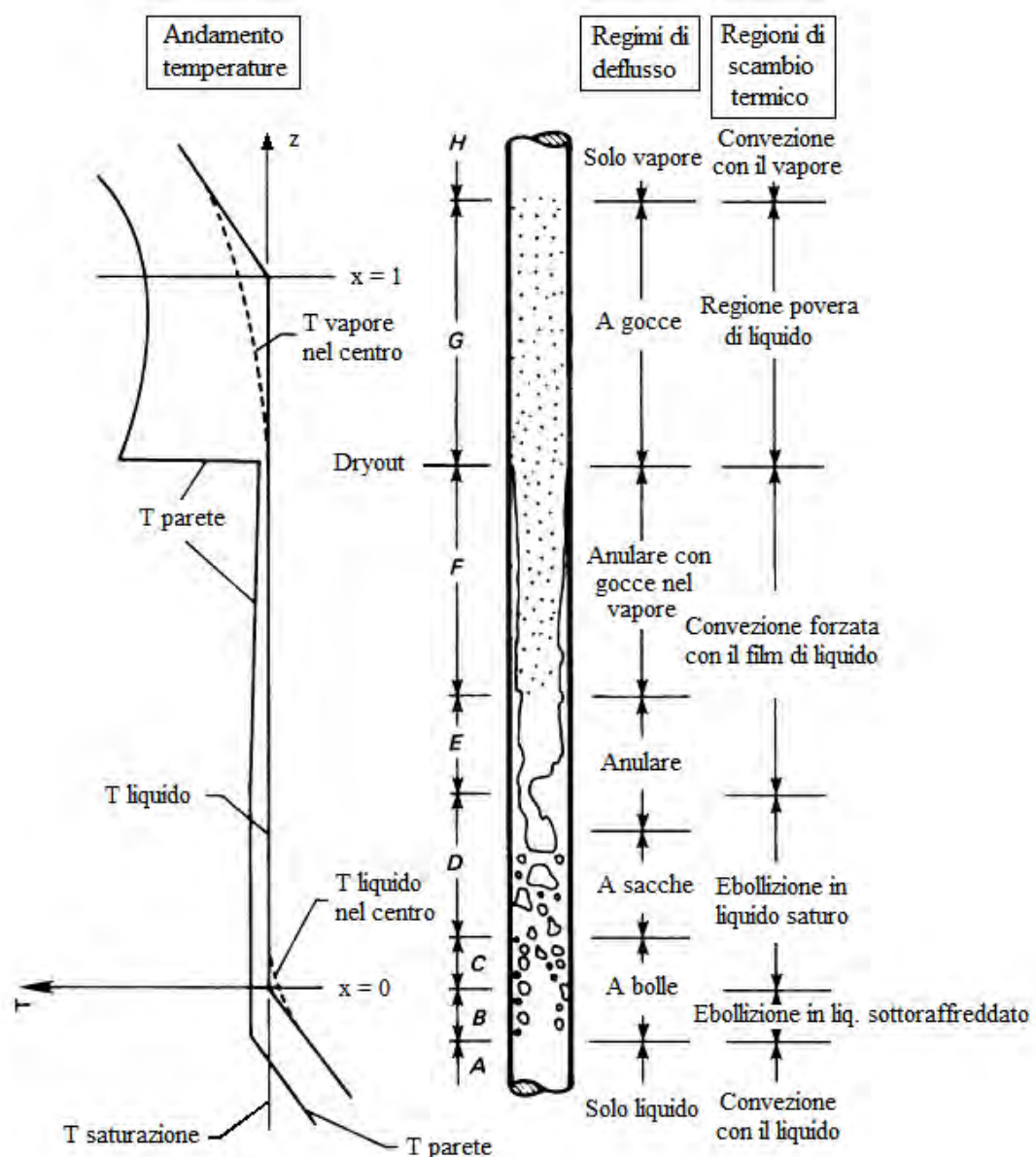


Figura 1.0.6: Vaporizzazione in tubo verticale [4].

Durante questa fase seguendo il moto del flusso, all'aumentare della coordinata z , la temperatura di parete rimane pressochè costante e la temperatura del fluido aumenta, quindi la differenza tra le due diminuisce: essendo il flusso termico specifico imposto costante dall'esterno, ne consegue un aumento lineare del coefficiente di scambio termico, come si può notare in figura 1.7.

Nelle regioni C e D avviene l'ebollizione in liquido saturo: il titolo va aumentando e la frazione di vuoto aumenta anch'essa, ma molto più rapidamente perché il volume specifico del vapore è assai maggiore di quello del liquido (ipotizzando di lavorare a pressioni ben al di sotto della pressione critica), sicché la velocità di deflusso aumenta repentinamente e, sotto la crescente spinta esercitata dal vapore, la configurazione di moto passa piuttosto velocemente dal deflusso a bolle a quello a sacche, per diventare infine deflusso anulare. Durante questa fase le temperature della parete e del fluido rimangono all'incirca costanti, e quindi anche il coefficiente di scambio termico non cambia.

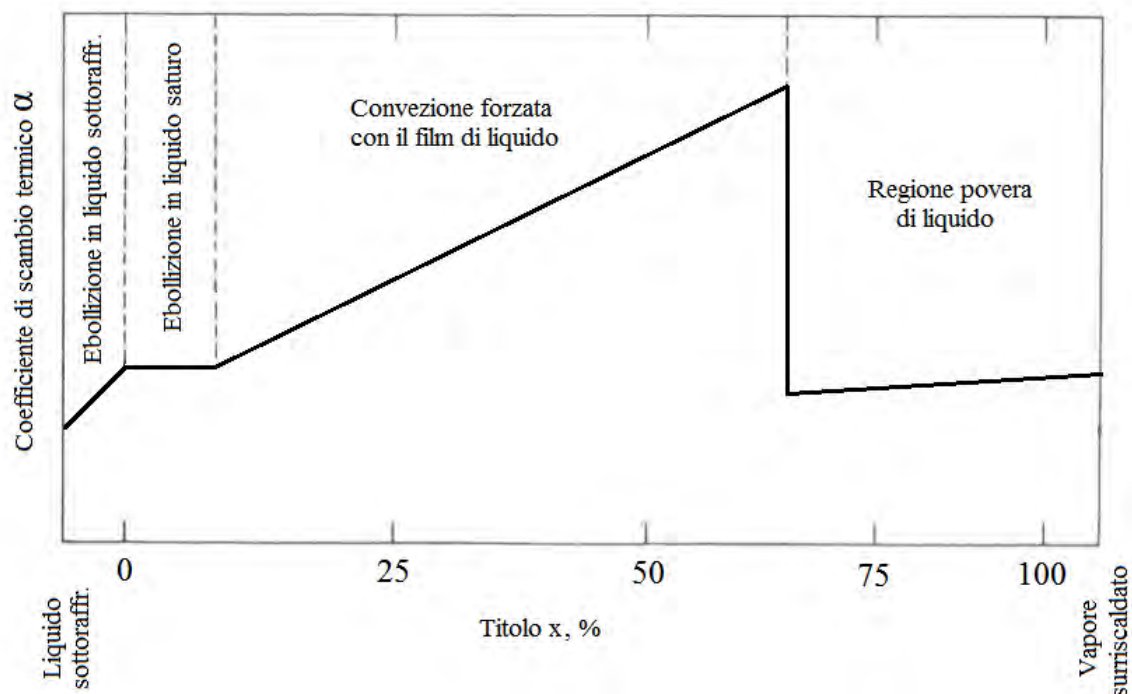


Figura 1.0.7: Andamento qualitativo del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo nella vaporizzazione in convezione forzata entro tubo verticale.

Una volta instauratosi il moto anulare si entra in una nuova fase di scambio termico, ovvero lo scambio termico in convezione forzata con il film di liquido, nelle regioni E ed F. Procedendo verso z crescenti lo strato di liquido che lambisce le pareti diviene via via più sottile, diminuendo così anche la resistenza termica ad esso associato: se ne ottiene una diminuzione lineare della temperatura di parete e un corrispettivo aumento del coefficiente di scambio termico. Il vapore generato avendo velocità assai maggiore del liquido asporta una certa quantità di liquido dall'interfaccia liquido-vapore sotto forma di gocce che rimangono in sospensione nel vapore come una specie di nebbiolina (*mist flow*, regione F). Ad un certo titolo critico si ottiene la totale evaporazione del film di liquido ed il passaggio alla "zona povera di liquido", dove lo scambio termico avviene per convezione con il vapore: si ha quindi un immediato crollo del coefficiente di scambio termico e contemporaneamente un rapido aumento della temperatura di parete. Questa transizione è nota come "crisi termica" o "dryout". Da qui si ha prima deflusso a gocce (regione G) e poi deflusso monofase del vapore (regione H), con la differenza di temperatura che rimane circa costante e il coefficiente di scambio che ritorna ad aumentare molto lievemente.

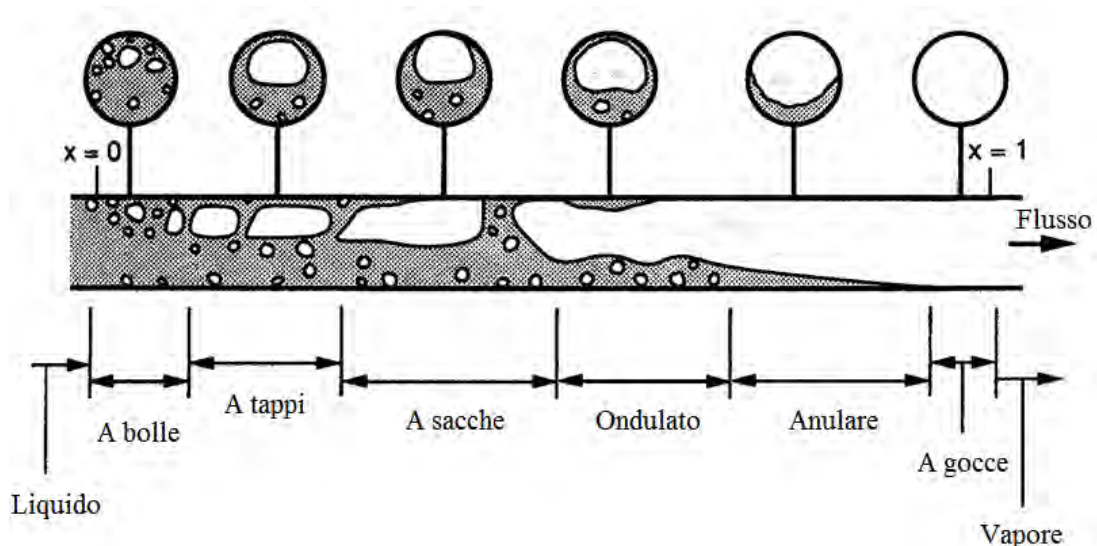


Figura 1.0.8: Possibile configurazione del deflusso bifase nella vaporizzazione in tubo orizzontale.

I meccanismi presentati per la vaporizzazione in tubo verticale si verificano in maniera quasi analoga anche nel tubo orizzontale, con la complicazione che in questo caso il moto bifase non sarà più simmetrico lungo la sezione di passaggio a causa dell'effetto della gravità e si potrà avere in alcuni casi la stratificazione delle due fasi. In generale la vaporizzazione in tubo orizzontale sarà tanto più simile a quella in tubo verticale al crescere di pressione (la differenza di densità tra liquido e vapore diminuisce) e portata specifica, oltre che al diminuire del diametro del tubo.

Una possibile configurazione del moto bifase durante la vaporizzazione su tubo orizzontale è riportata in figura 1.8.

Durante la fase di progettazione di uno scambiatore di calore, si cercherà il più possibile di ottenere coefficienti di scambio termico elevati e di evitare la condizione di crisi termica, con la quale si raggiungono temperature di parete molto alte e quindi potenzialmente dannose. Per far ciò, si tenderà ad utilizzare diametri piccoli e portate elevate, compatibilmente con le perdite di carico che si intende tollerare, così da promuovere regimi di deflusso anulari o simili.

I tubi microfin attualmente reperibili sul mercato presentano tipicamente le seguenti caratteristiche [7]:

- diametro esterno tra i 4 e i 15 mm;
- numero di alette compreso tra le 30 e le 80;
- angolo d'elica β tra i 6° e i 30° ;
- altezza alette tra 0,1 e 0,25 mm;
- angolo all'apice γ tra i 20° e i 60° .



Figura 2.2: Fotografia della superficie interna di un microfin [8].

Un grande numero di studi compiuti sui tubi microfin hanno dimostrato che questa tecnologia introduce soprattutto tre importanti novità rispetto ai tubi lisci: un sensibile incremento del coefficiente di scambio termico, un modesto aumento delle perdite di carico e infine un tendenziale verificarsi delle condizioni di dryout a titoli più alti.

Molti e non del tutto chiari sono i motivi grazie ai quali il tubo microfin riesce ad avere queste prestazioni, ma si considera che le seguenti siano le motivazioni più plausibili [9]:

- La superficie interna di scambio termico viene incrementata rispetto ad un analogo tubo liscio, anche più del doppio in alcuni casi;
- Gli effetti di tensione superficiale introdotti dalle alette mantengono la superficie maggiormente bagnata favorendo il moto anulare;
- La presenza delle alette introduce più siti di nucleazione che facilitano la formazione di bolle anche a titoli più bassi;
- La disposizione delle alette genera una turbolenza nel flusso che tende a increspare l'interfaccia liquido-vapore;

- La turbolenza generata dalle alette, ad alti titoli, quando il liquido è presente all'interno del vapore in goccioline (*mist flow*), porta alla collisione di tali goccioline contro le pareti del tubo.

2.2 Confronto con i tubi lisci

Si possono trovare moltissimi lavori in letteratura che hanno studiato le prestazioni dei tubi microfin per diversi fluidi e in diverse condizioni di lavoro. Va però ricordato che la maggior parte della ricerca documentata si è basata su tubi microfin con diametri esterni superiori ai 5-6 mm, mentre ben poco sono stati investigati tubi con diametri minori di questi che, di fatto, presentano situazioni fisiche al loro interno tanto diverse da non poter considerare più validi i risultati ottenuti per diametri maggiori.

Schlager et al. [10] hanno studiato la vaporizzazione e la condensazione di R22 in tre diversi tubi microfin da 9,5 mm di diametro esterno, giungendo alla conclusione che questi migliorano il coefficiente di scambio termico da un 50% fino a un 100% in più rispetto ad analoghi tubi lisci, con un corrispettivo aumento delle perdite di carico che non supera il 40%. Con tubi da 9,52 e 7 mm, sempre con R22 in evaporazione, Seo e Kim [11] hanno notato che il coefficiente di scambio termico nei microfin era da 1,2 a 3,3 volte superiore a quello dei tubi lisci, con un aumento delle perdite di carico da un minimo di 10% ad un massimo di 90%. A conclusioni simili sono giunti Kim e Shin [12] studiando il coefficiente di scambio termico in evaporazione di tubi lisci e microfin di diametro esterno 9,52 mm con R22 e R410A.

Jung et al. [13] hanno testato la condensazione in un microfin e in un tubo liscio di diametro esterno 9,52 mm, con i fluidi R22, R134a, R407C, R410A, notando che l'incremento dello scambio termico nel microfin è del 100-200% rispetto al liscio, e che per tutti i fluidi provati tale aumento diminuisce con l'aumentare della portata. Anche Muzzio et al. [14] hanno visto che durante la vaporizzazione e la condensazione di R22 in tubi lisci e in microfin, all'aumentare della portata di massa, l'incremento del coefficiente di scambio rispetto al liscio diminuisce mentre l'incremento delle perdite di carico aumenta: in pratica, con questo fluido, la "convenienza" nell'utilizzo del microfin al posto di un liscio viene meno ad alte portate.

Guardando il grafico di figura 2.3 di Yu et al. [15], riguardante la vaporizzazione di R134a dentro ad un tubo liscio e ad un tubo microfin orizzontali di diametro interno 10,7 mm, possiamo fare analoghe osservazioni aggiungendo che, oltre che a basse portate, il microfin risulta più performante del liscio a titoli compresi tra 0,3 e 0,7, quando cioè nel tubo liscio si verifica un moto ondulato e nel microfin un moto anulare.

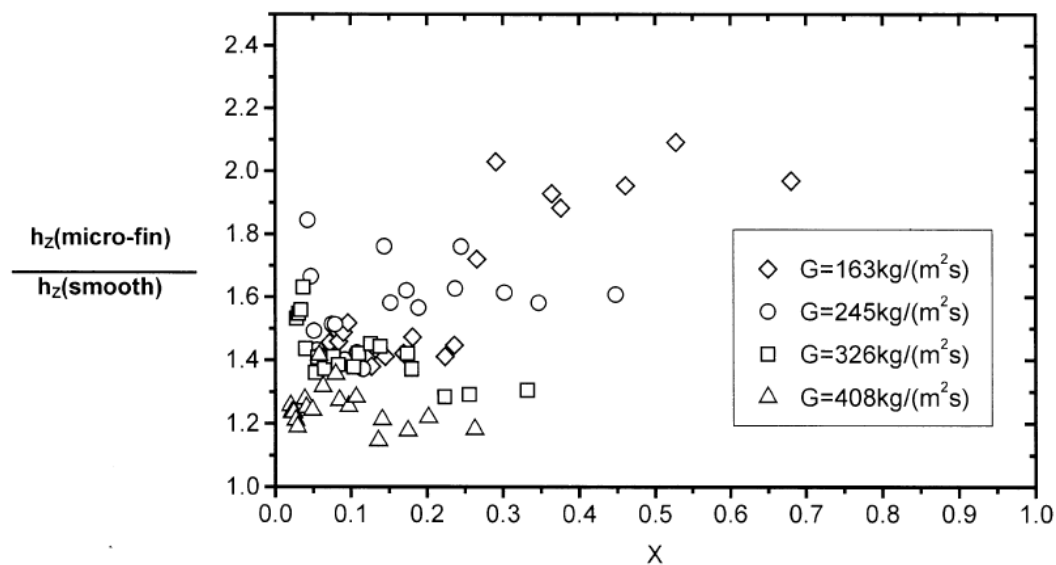


Figura 2.3: Rapporto tra i coefficienti di scambio termico di un tubo microfin e un tubo liscio in funzione del titolo, a diverse portate specifiche [15].

Sapali e Patil [8] hanno però osservato che per il fluido R404A accade il contrario, cioè l'incremento del coefficiente di scambio aumenta con la portata: ciò a causa della sua bassa tensione superficiale che rende predominante l'effetto dovuto alla turbolenza indotta nel flusso piuttosto di quello dovuto all'aumento dell'area di scambio. Rispetto alla temperatura di condensazione invece, gli autori hanno notato che l'incremento è sempre maggiore a temperature minori.

Cho e Kim [16] hanno messo a confronto due tubi microfin, rispettivamente di diametro interno di 5 e 9,52 mm, con due analoghi tubi lisci, operando la vaporizzazione di CO_2 e mettendo in evidenza l'effetto della portata di massa, del flusso termico e della temperatura di evaporazione sul fattore di incremento del coefficiente di scambio termico, definito come rapporto tra il coefficiente di scambio termico del tubo microfin e

quello del tubo liscio, e sul fattore di penalizzazione delle perdite di carico, definito come il rapporto tra le perdite di carico del tubo microfin e quelle del tubo liscio. Gli autori hanno notato che i coefficienti di scambio termico sia per tubo liscio che per tubo microfin aumentano con flusso termico, portata e temperatura di evaporazione, e sono maggiori per il tubo di 5 mm. Inoltre possiamo vedere dalla figura 2.4 come il fattore di penalizzazione delle perdite di carico aumenti con la portata specifica, ma assuma valori molto diversi per i due diametri testati: nel caso del tubo da 5 mm il fattore di penalizzazione risulta infatti molto basso, più che in quello da 9,52 mm, e molto vicino all'unità, condizione per la quale le perdite del tubo microfin sono pari a quelle del liscio. Sono proprio questi i motivi per i quali l'interesse verso i piccoli diametri è molto alto.

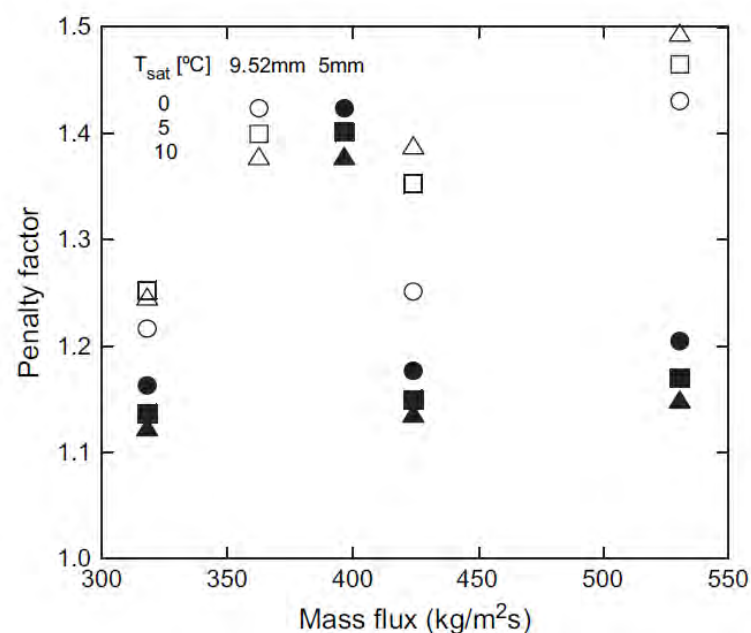


Figura 2.4: Effetto della portata specifica e della temperatura di evaporazione sul fattore di incremento delle perdite di carico [16].

Dang et al. [17] hanno studiato la vaporizzazione di CO_2 in un microfin di diametro interno 2 mm. Oltre ad alcune considerazioni già note, in figura 2.5 gli autori hanno messo a confronto il comportamento del tubo liscio con quello del tubo microfin a diverse portate specifiche e flussi termici: come si può notare il coefficiente di scambio termico del microfin è 1,88-2,2 volte quello del tubo liscio, ma altrettanto importante è notare come il dryout nel microfin si verifichi a titoli molto maggiori. Questo è dovuto all'effetto della

tensione superficiale che trattiene meglio il liquido tra le alette. Si ricorda che il fatto di “ritardare” il dryout, ovvero di averlo a titoli maggiori o addirittura di eliminarlo in alcuni casi, non è solo un vantaggio dal punto di vista delle prestazioni termiche dello scambiatore, bensì comporta anche una maggior “affidabilità” dello stesso, perché lavorerà molto più spesso in condizioni che ne garantiscono l’integrità fisica.

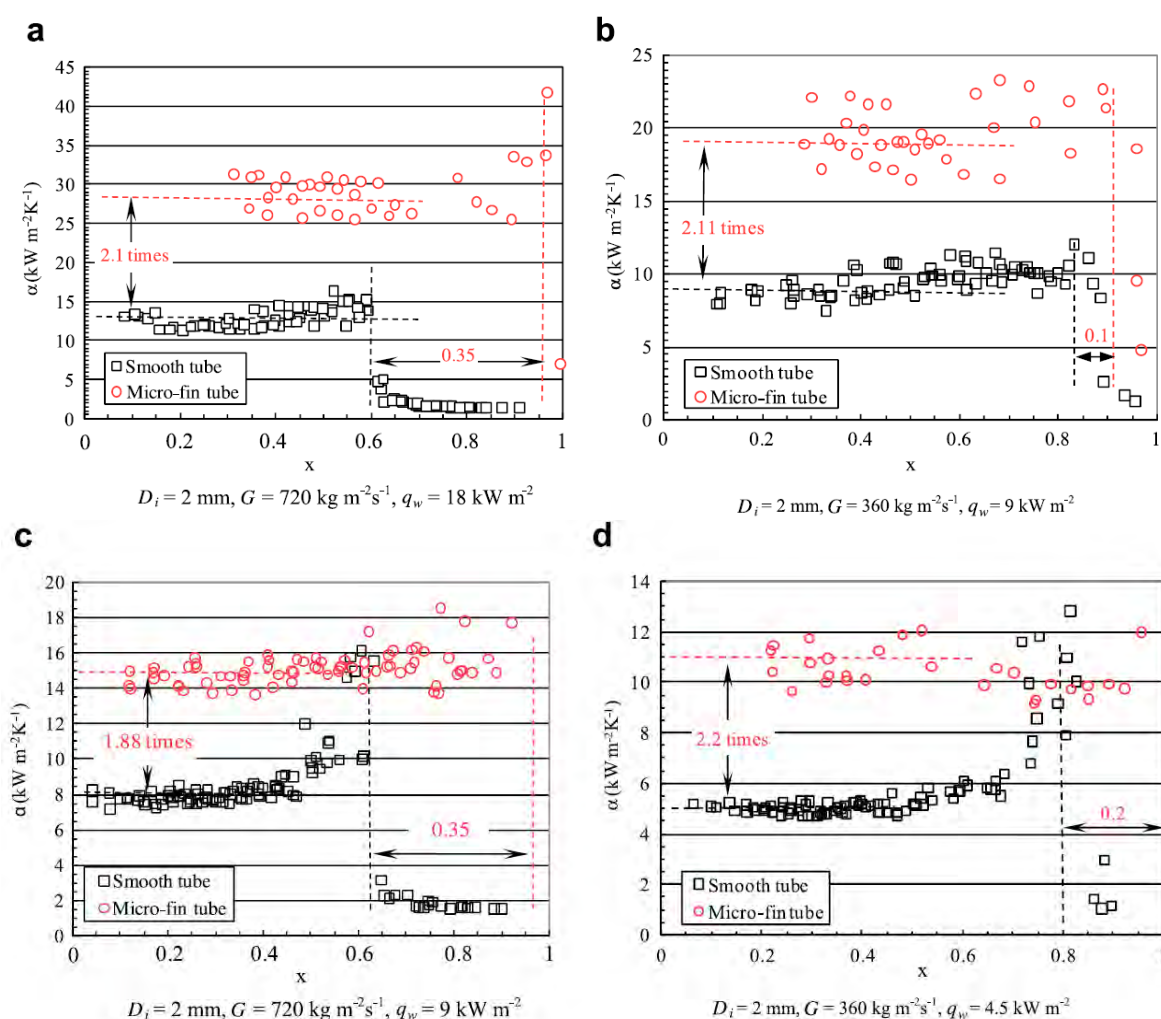
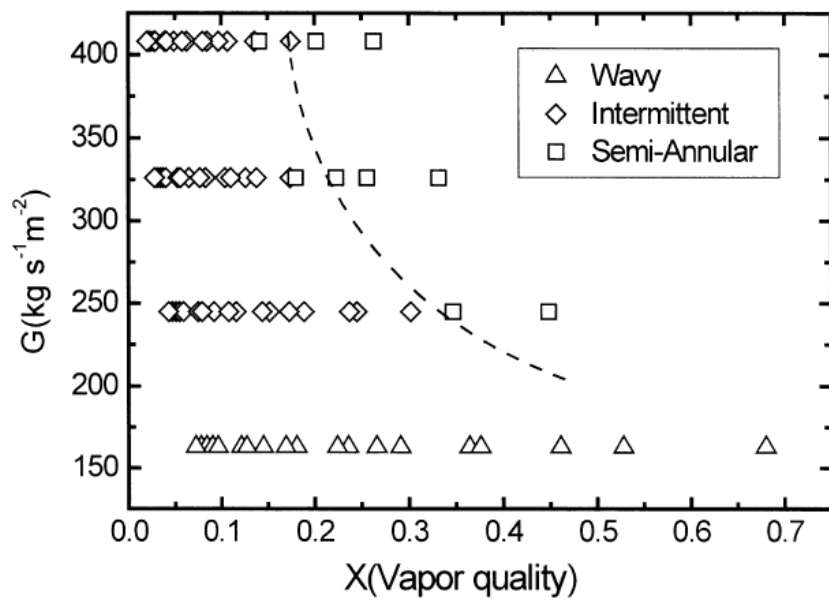


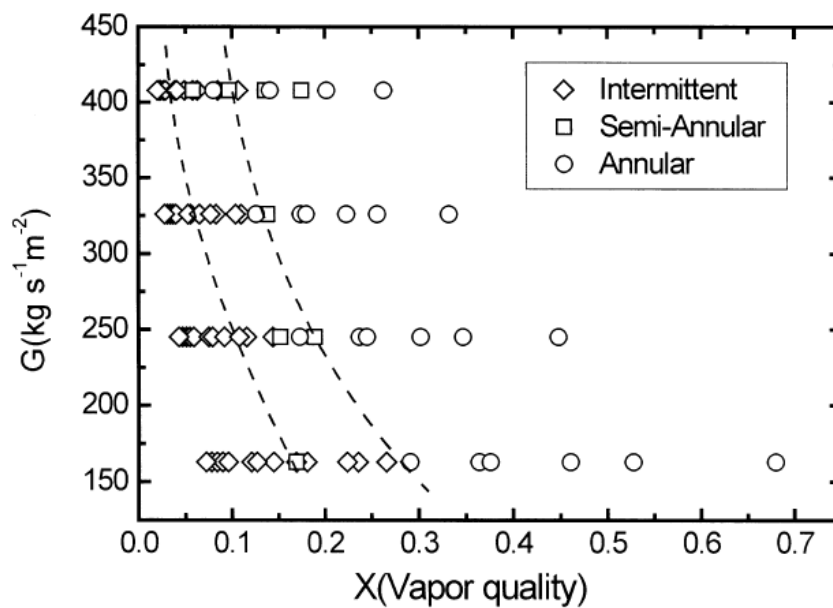
Figura 2.5: Confronto tra coefficiente di scambio termico e titolo di inizio dryout nel tubo liscio e nel tubo microfin [17].

Vengono trattati infine i regimi di deflusso bifase che si possono instaurare all’interno dei minitubi microaletti. Ad oggi, per i tubi microfin, difficilmente si trovano vere e proprie mappe con le relative equazioni, più spesso invece si trovano confronti con le più note mappe per i tubi lisci. Ovviamente anche in questo caso la scelta del fluido frigorifero,

delle condizioni di lavoro, dei diametri del tubo, ecc..., ha un impatto molto importante sulle configurazioni di moto che si realizzano, per questo per un ricerca approfondita si segnala qui il lavoro di Doretto et al. [18] dove si trova un'accurata analisi che considera le più importanti pubblicazioni sui regimi di deflusso nei tubi lisci e nei microfin degli ultimi anni.



(a)



(b)

Figura 2.6: Mappa dei regimi di deflusso: (a) nel tubo liscio, (b) nel tubo microfin [15].

In questa sede ci si limita a vedere la figura 2.6, tratta dalla pubblicazione di Yu et al. [15], che mostra le mappe di deflusso con vaporizzazione di R134a dentro ad un tubo liscio e ad un tubo microfin, entrambi orizzontali e di diametro interno 10,7 mm. Dal raffronto dei due grafici, si nota chiaramente come le curve di transizione tra i diversi regimi si raggiungano a titoli e portate specifiche inferiori nel tubo microalettato; inoltre solo nel tubo microfin si presenta il moto anulare, mentre nel tubo liscio si ottiene al massimo un moto semi-anulare e, alle più basse portate testate, solo nel tubo liscio si ha un moto stratificato che invece nel tubo microfin non si verifica. Come sappiamo il moto anulare risulta essere il più soddisfacente per le prestazioni dello scambiatore: risultano quindi ancor più chiari e giustificati anche tutti i miglioramenti apportati da questa tecnologia, illustrati in precedenza.

Capitolo 3

L'impianto sperimentale

In questo capitolo vengono sinteticamente descritti l'impianto e le apparecchiature utilizzate per le prove sperimentali, la sezione di prova e il fluido frigorifero R134a.

L'impianto sperimentale è stato appositamente realizzato per studiare i fenomeni della vaporizzazione e della condensazione di refrigeranti all'interno di superfici microstrutturate. La sua funzione è quindi quella di ottenere precise condizioni del fluido frigorifero all'ingresso della sezione e, tramite l'utilizzo di diversi strumenti di misura, ricavare le condizioni del fluido in uscita ad essa. La vaporizzazione del fluido è ottenuta mediante il riscaldamento a base del provino tramite una resistenza elettrica, di cui è possibile controllarne la potenza di alimentazione.

L'impianto è composto da quattro circuiti idraulici che verranno in seguito analizzati più in dettaglio: il circuito primario entro cui scorre il fluido frigorifero e tre circuiti secondari dove scorre acqua.

3.1 Il circuito primario

Come detto, il circuito primario, visibile in figura 3.1, è quello entro cui scorre il fluido frigorifero e dove è inserita la sezione di prova.

I principali componenti di tale circuito sono nell'ordine:

- il filtro;
- la pompa di circolazione;
- il sistema di pressurizzazione;
- il misuratore di portata massica;
- la valvola di regolazione della portata;
- l'evaporatore;

- il precondensatore;
- la sezione sperimentale;
- il postcondensatore.

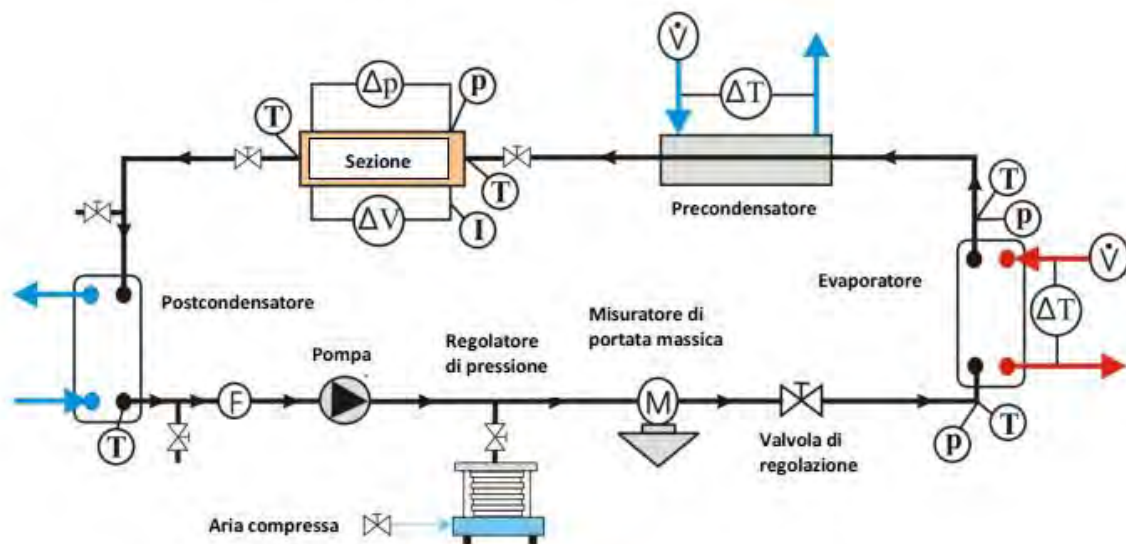


Figura 3.1: Schema del circuito primario dell'impianto sperimentale [28].

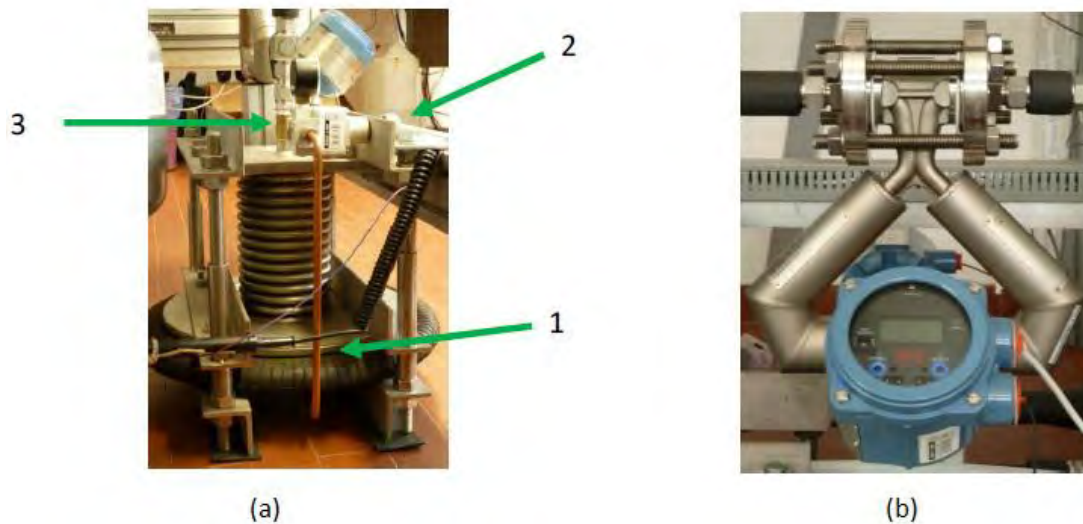


Figura 3.2: (a) Sistema di pressurizzazione dove con 1 è indicata la camera d'aria, con 2 il regolatore di pressione, con 3 il soffietto metallico; (b) misuratore di portata massica ad effetto Coriolis [28].

Il filtro disidratatore permette di eliminare l'umidità e le eventuali impurità presenti nell'impianto prima che il fluido giunga alla pompa di circolazione. La pompa è ad ingranaggi magnetici, ovvero senza lubrificazione ad olio, ed ha la funzione di far circolare il fluido nell'impianto alla portata desiderata vincendo le perdite di carico. Per questo è alimentata da un motore trifase a quattro poli collegato ad un inverter che permette di regolare la velocità di rotazione della pompa e dunque la portata.

Il sistema di pressurizzazione ha il compito di garantire che nel circuito ci sia la pressione voluta. E' costituito da una camera d'aria riempita dall'aria compressa prodotta dall'impianto di rete del laboratorio tramite un regolatore di pressione, e da un soffietto metallico posto tra il circuito primario e la camera d'aria, che amplifica la pressione all'interno di quest'ultima e la trasmette al circuito (figura 3.2 (a)). Uno sfiato in atmosfera nel lato aria serve invece a limitare le oscillazioni della pressione nella camera.

Il misuratore di portata massica è del tipo "ad effetto Coriolis" (figura 3.2 (b)) ovvero, come dice il nome, riesce a misurare la portata di massa del refrigerante generando delle vibrazioni alla tubazione che inducono una forza di Coriolis proporzionale alla portata di massa del fluido.

Una valvola di regolazione in acciaio inox posta a monte dell'evaporatore consente una regolazione di massima della portata del refrigerante. L'evaporatore è uno scambiatore di calore a piastre tramite il quale il fluido viene vaporizzato e surriscaldato scambiando calore con acqua calda prodotta da un boiler elettrico, mentre il precondensatore è uno scambiatore tubo in tubo nella cui sezione esterna passa acqua fredda prodotta da un chiller, che va a raffreddare e condensare il refrigerante che scorre nel tubo interno fino al titolo desiderato: questo sarà considerato pari al titolo d'ingresso alla sezione sperimentale, visto che tutte le tubazioni dell'impianto sono adiabatiche.

Il refrigerante arriva dunque alla sezione sperimentale con condizioni all'ingresso ben precise e viene parzialmente o completamente vaporizzato tramite riscaldamento elettrico: lungo la sezione sono presenti quindici termocoppie che monitorano la temperatura di parete e due misuratori di pressione per valutare le perdite di carico tra ingresso e uscita.

Il fluido che esce dalla sezione di prova entra nel postcondensatore, uno scambiatore a piastre in cui passa acqua di pozzo (quindi fredda) che condensa il fluido e lo porta alla condizione di liquido sottoraffreddato, pronto per essere nuovamente pompato.

Oltre ai componenti visti, nel circuito sono presenti altri organi di regolazione e misurazione, come si può notare dalla figura 3.1.

La valvola posta a monte del postcondensatore serve ad eseguire il vuoto nel circuito, quella a valle viene utilizzata invece per caricare l'impianto con il refrigerante. In diversi punti del circuito sono posti misuratori di pressione e termocoppie per la misura della temperatura del refrigerante.

All'evaporatore e al precondensatore, due termopile e due misuratori di portata volumetrica forniscono la differenza di temperatura e la portata dell'acqua che fluisce nei circuiti secondari.

3.1.1 La sezione sperimentale

La sezione sperimentale, visibile nella foto di figura 3.3, è costituita da un tubo microaletato saldato all'interno di una scanalatura fresata su una piastra di rame di spessore 20 mm, larga 10 mm e lunga 225 mm.



Figura 3.3: Foto della sezione sperimentale.

Le caratteristiche del tubo microfin che abbiamo studiato sono riportate in tabella 3.1.

Sulla sezione sono inserite quindici termocoppie di tipo T (rame-costantana) per la misura della temperatura di parete lungo il minitubo, poste all'interno di fori equidistanti e posti a 0,5 mm dal diametro esterno del microfin, mentre all'ingresso e all'uscita della sezione sono presenti due prese per la misura della pressione.

La piastra di rame funge da base per il riscaldamento del minitubo, che è di tipo elettrico, ottenuto mediante effetto Joule da un filo di nichel-cromo avente diametro di 0,55 mm e

una resistività di $4,55 \Omega \text{ m}^{-1}$, inserito in una cavità di 2 mm ricavata sulla superficie inferiore della piastra. Il tutto è stato alloggiato in un supporto di alluminio riempito con uno strato di lana di roccia di 30 mm, per limitare al massimo le dispersioni termiche.

La potenza elettrica dissipata dal filo riscaldante è fornita da un generatore di potenza alimentato in corrente continua che può erogare una potenza massima di 900 W.

Materiale	Rame
Diametro interno [mm]	2,4
Diametro esterno [mm]	3
Altezza alette [mm]	0,12
Angolo all'apice [°]	43
Angolo d'elica [°]	7
Numero alette	40
Lunghezza del tubo [mm]	225

Tabella 3.1: Caratteristiche geometriche del tubo microfin testato.

3.1.2 Il fluido refrigerante R134a

Il fluido utilizzato è l'R134a, un fluido sintetico tra i più diffusi e utilizzati a livello industriale e civile in svariate applicazioni di scambio termico.

L'R134a è un gas incolore, non infiammabile a temperatura ambiente e pressione atmosferica, ma che può diventarlo se è misciato ad aria pressurizzata ed esposto a forti sorgenti di ignizione.

Appartiene alla famiglia di refrigeranti degli idrofluorocarburi (HFC) che ha rimpiazzato gli idroclorofluorocarburi (HCFC) che a loro volta avevano sostituito i clorofluorocarburi (CFC), messi al bando a seguito del protocollo di Montreal del 1987 che li aveva indicati come i principali responsabili del fenomeno del buco nell'ozono: gli idrofluorocarburi

presentano infatti un potenziale di distruzione dell'ozono ODP (Ozone Depleting Potential) pari a zero.

Negli ultimi anni però la problematica che più ha interessato l'ambiente è l'effetto serra antropico e il conseguente surriscaldamento globale del pianeta. Da questo punto di vista gli HFC sono da considerarsi inquinanti perché contribuiscono al surriscaldamento globale: ad esempio l'R134a ha un potenziale di riscaldamento globale GWP (Global Warming Potential) pari a 1300, ovvero la dispersione in atmosfera di 1 kg di R134a è equivalente al rilascio di 1300 kg di CO₂.

Nome chimico	1,1,1,2 Tetrafluoroetano
Formula molecolare	CH ₂ FCF ₃
Punto di ebollizione a 1 atm [°C]	-26,07
Temperatura critica [°C]	101,06
Pressione di saturazione [bar]	7,7
Pressione critica [bar]	40,6
Calore di vaporizzazione [kJ kg ⁻¹]	173,1
Densità del liquido [kg m ⁻³]	1187,5
Densità del vapore [kg m ⁻³]	37,5
Conduttività termica del liquido [W m ⁻¹ K ⁻¹]	79·10 ⁻³
Conduttività termica del vapore [W m ⁻¹ K ⁻¹]	14,34·10 ⁻³
Viscosità dinamica del liquido [Pa s]	183,13·10 ⁻⁶
Viscosità dinamica del vapore [Pa s]	11,91·10 ⁻⁶
Limite di infiammabilità nell'aria [vol %]	Non infiammabile
ODP	0
GWP	1300

Tabella 3.2: Proprietà dell'R134a a 30°C.

Per questo motivo le ultime normative della comunità europea sul tema hanno disposto un graduale abbandono di questi fluidi dal 1° gennaio 2015, per dar spazio agli idrofluoroolefine (HFO), fluidi di nuova generazione ad ODP nullo e valori di GWP estremamente più bassi degli HFC.

La maggior parte delle prove sperimentali sono state eseguite alla temperatura di saturazione di 30°C, per cui in tabella 3.2 sono elencate le principali caratteristiche dell'R134a a 30°C.

3.2 I circuiti secondari

I circuiti secondari sono tre: quello dell'evaporatore dove scorre acqua calda e i due del precondensatore e del postcondensatore entro cui scorre dell'acqua fredda.

L'acqua calda inviata all'evaporatore viene riscaldata da un boiler elettrico tramite tre resistenze da 1,7 kW, di cui due di tipo on/off e una regolabile, alla temperatura desiderata, impostata e controllata da un termostato di regolazione.

Sono poi presenti nel circuito una pompa multistadio per far circolare l'acqua, un vaso di espansione per proteggere il circuito da oscillazioni di pressione, un misuratore di portata elettromagnetico, una valvola di regolazione e un manometro per la misura della pressione.

La temperatura con cui l'acqua fredda entra nel precondensatore dev'essere il più possibile precisa e costante, per questo è prodotta da un chiller a modulazione continua della potenza frigorifera, in grado di erogare all'uscita acqua fredda fino a 5°C con una temperatura oscillante al massimo di $\pm 0,1^\circ\text{C}$. L'acqua viene spinta direttamente dalla pompa interna del chiller, passa attraverso una valvola di regolazione e un misuratore di portata prima di approdare al precondensatore, attraversarlo e tornare al chiller.

Il postcondensatore è invece attraversato da acqua di pozzo alla temperatura di 15-18°C che ha il compito di ricondensare completamente il fluido frigorifero e portarlo nella condizione di liquido sottoraffreddato: in questo caso non ci sono pompe dedicate o organi di controllo.

3.3 Il sistema di acquisizione

Il sistema di acquisizione è composto da un chassis (NI cDAQ-9178) in cui possono essere alloggiati fino a otto moduli con frequenza di campionamento e risoluzione dell'acquisizione di diverso tipo a seconda degli input che si richiedono.

Nell'impianto sono stati installati sette moduli: cinque della serie NI 9213, uno delle serie NI 9219 e uno delle serie NI 9208. Il primo tipo di modulo (NI 9213) dispone di 16 canali di ingresso per le termocoppie collegate all'Ice Point Reference, ovvero il KAYE K170, il quale permette di mantenere il valore di 0°C come riferimento per le misure di temperatura. Il programma di acquisizione riceve come input un segnale di tensione e servendosi del polinomio caratteristico delle termocoppie di tipo T, risale alla temperatura rilevata. Il modulo ha una risoluzione a 24 bit con una frequenza di campionamento di 1200 campioni al secondo e il range di funzionamento è compreso tra $\pm 78,125$ mV.

Anche il modulo NI 9208 ha 16 canali, ma riceve come input segnali di corrente dai misuratori di pressione e portata. Ha una risoluzione di 24 bit, una frequenza massima di campionamento di 500 campioni al secondo e un range di funzionamento tra ± 22 mA.

Il modulo NI 2919 dispone di 4 canali con ingresso analogico, a cui possono essere inviati valori di tensione o di corrente indipendenti tra un canale e l'altro: vengono connessi ad esso i cavi d'alimentazione della resistenza scaldante della sezione. Ha una risoluzione di 24 bit, una frequenza massima di campionamento di 50 Hz e un range di funzionamento che dipende dal segnale acquisito.

La gestione dei segnali inviati dal sistema di acquisizione al computer tramite collegamento USB viene affidata ad un'interfaccia realizzata con il programma LabVIEWTM [29]. L'interfaccia permette di visualizzare le grandezze acquisite sia con valori numerici sia sotto forma di grafici in funzione del tempo, e di stabilire la frequenza di campionamento, che nel nostro caso abbiamo fissato ad 1 Hz.

Il programma è stato inoltre interfacciato con REFPROP 9.1 [30] in modo da poter visualizzare nel monitor alcuni parametri non misurati direttamente, quali il titolo in ingresso e la temperatura di saturazione.

In particolare i valori acquisiti da LabVIEW™ ad ogni iterazione sono stati:

- Temperatura dell'acqua all'ingresso del precondensatore;
- Temperatura dell'acqua all'uscita del precondensatore;
- Temperatura dell'acqua all'ingresso dell'evaporatore;
- Temperatura dell'acqua all'uscita dell'evaporatore;
- Temperatura del refrigerante all'uscita del postcondensatore;
- Temperatura del refrigerante all'ingresso dell'evaporatore;
- Temperatura del refrigerante all'uscita dell'evaporatore;
- Temperatura del refrigerante all'uscita del precondensatore;
- Temperatura del refrigerante all'ingresso della sezione;
- Temperature di parete rilevate dalle quindici termocoppie della sezione;
- Temperatura dell'acqua all'uscita del precondensatore (misurata con termopila);
- Temperatura dell'acqua all'uscita dell'evaporatore (misurata con termopila);
- Portata massica del refrigerante;
- Portata volumetrica d'acqua all'evaporatore;
- Portata volumetrica d'acqua al precondensatore;
- Pressione assoluta all'uscita dell'evaporatore;
- Pressione assoluta all'ingresso dell'evaporatore;
- Perdite di carico della sezione;
- Pressione assoluta all'ingresso della sezione;
- Tensione d'alimentazione della resistenza scaldante;
- Corrente d'alimentazione della resistenza scaldante.

Capitolo 4

Regressione dei dati sperimentali

In questo capitolo saranno illustrate le operazioni di gestione e regolazione dell'impianto, nonché il procedimento con cui sono stati raccolti ed elaborati i dati sperimentali di laboratorio. Sarà inoltre spiegato il metodo con cui è stata valutata l'incertezza per le diverse grandezze di lavoro utilizzate.

4.1 Gestione dell'impianto

4.1.1 Carica

Per poter procedere con le prove, si è prima di tutto eseguito lo svuotamento dell'impianto dal vecchio fluido, utilizzato per altre prove fatte in precedenza, e si è quindi caricato l'impianto con R134a. Il fluido presente all'interno del circuito è stato fatto fuoriuscire dalla valvola preposta per il caricamento/scaricamento situata a monte del filtro e, successivamente, da un'altra valvola apposita posta all'uscita della sezione di prova, è stato fatto il vuoto tramite una pompa da vuoto. A questo punto è stato eseguito il lavaggio dell'impianto con azoto per ripulire l'impianto dai residui di fluido rimanenti: il ciclo di creazione del vuoto e lavaggio con azoto è stato ripetuto più volte al fine di rimuovere anche le ultime particelle di fluido ancora presenti.

Fatto ciò, si è provveduto a caricare l'impianto con l'R134a dall'apposita valvola: per far questo si è avvolta la bombola contenente il fluido con delle fascette riscaldate elettricamente, in modo da creare una differenza di pressione positiva con il circuito, cosicché il fluido potesse entrare nell'impianto. Da una stima approssimativa, per garantire un funzionamento stabile dell'impianto, si è deciso di caricare il circuito con circa 2 kg di refrigerante: a tal proposito si è posta la bombola sopra ad una bilancia per valutarne esattamente la massa prima e dopo l'operazione di carica.

4.1.2 Avvio

All'avvio dell'impianto la prima cosa da fare è controllare che tutte le valvole del circuito siano aperte. A questo punto si apre la valvola dell'acqua di pozzo che va ad alimentare il chiller e si prosegue alzando dal quadro elettrico generale rispettivamente: l'interruttore generale, impostando una velocità di rotazione della pompa del refrigerante inferiore al 5% della nominale affinché non parta subito; l'interruttore del KAYE e degli strumenti di acquisizione e l'interruttore di avviamento del chiller.

Si può ora accendere il computer e avviare il programma di acquisizione LabVIEW™. Si ricorda che il KAYE necessita di essere acceso almeno un'ora prima di effettuare le prove, così da essere sicuri che i valori acquisiti siano affidabili.

Sul dispositivo di pressurizzazione si apre la valvola della rete dell'aria che alimenta il sistema, in modo che la camera d'aria si riempia.

Ancora dal quadro elettrico generale, si alza l'interruttore della pompa dell'acqua del circuito dell'evaporatore e si accendono gli interruttori delle resistenze del boiler per scaldare l'acqua (per queste prove si accende solo quella regolabile, impostando il termostato a 60°C).

Si passa poi al quadro di comando del chiller, dove si accende l'interruttore generale e si imposta il valore di set-point della temperatura desiderata all'uscita sul termoregolatore acqua chiller, e lo stesso valore diminuito di due gradi sul termoregolatore acqua utilizzi (questo per un corretto funzionamento del chiller). Si avvia la pompa del chiller e dopo circa un minuto d'attesa si fa partire anche il compressore.

Si ritorna sul quadro elettrico generale e si avvia la pompa del refrigerante: si lascia che il sistema si stabilizzi qualche minuto e poi si accende la resistenza riscaldante della sezione sperimentale, aumentando dal generatore di potenza la corrente e la tensione fornite alla sezione, fino a che sul computer non si leggono il valore di potenza corretta (o meglio il flusso termico corretto) desiderato.

4.1.3 Regolazione

Una volta avviato l'impianto, non resta altro che farlo funzionare nelle condizioni alla quale si vogliono eseguire le prove, variando i parametri per ottenere i valori delle grandezze desiderati. A questo proposito si possono operare la regolazione di:

- Portata del refrigerante: per una regolazione precisa basta aumentare o diminuire la velocità di rotazione della pompa del circuito primario dal quadro generale, fino a visualizzare sul computer il valore di portata specifica G desiderato, mentre per una regolazione più grossolana (solo se il circuito fa fatica a stabilizzarsi su un valore di portata) si può aprire o chiudere la valvola di regolazione posta a monte dell'evaporatore.
- Pressione operativa: agendo sul sistema di pressurizzazione si può chiudere la valvola per aumentare la pressione nella camera d'aria e quindi nel circuito, oppure viceversa la si può aprire, diminuendo la pressione di esercizio. Anche questa grandezza è visualizzata sullo schermo, sia in valore sia con un grafico che ne mostra l'andamento nel tempo.
- Titolo in ingresso: viene regolato agendo sulla temperatura dell'acqua in entrata al chiller, oppure sulla sua portata. Principalmente si utilizza il primo metodo per avere una regolazione più precisa: si è variato la portata solo quando la differenza di temperatura dell'acqua tra ingresso e uscita del precondensatore diveniva troppo piccola (circa sotto il grado centigrado), per evitare che la misura fosse affetta da un'incertezza troppo elevata.
- Potenza elettrica fornita alla sezione sperimentale: agendo sulle manopole del generatore di potenza si scelgono la corrente e la tensione da applicare alla resistenza scaldante, mentre sul monitor del computer viene visualizzato direttamente il flusso termico corretto, cioè quello realmente fornito al tubo microfin al netto delle dispersioni termiche verso l'ambiente.

Quando tutti i parametri dell'impianto risultano essersi stabilizzati attorno ai valori desiderati, si può procedere con l'acquisizione dei dati, di cui saranno spiegati i passaggi più nel dettaglio nei paragrafi successivi.

4.1.4 Spegnimento

Terminata l'acquisizione dei dati sperimentali, si può procedere allo spegnimento dell'impianto.

Innanzitutto si va ad abbassare gradualmente la potenza fornita alla resistenza scaldante fino a portarla a zero; si abbassano poi gli interruttori delle resistenze del circuito dell'acqua calda. Sul quadro dei comandi del chiller si spegne il compressore, la pompa dell'acqua e infine l'interruttore generale. Nel quadro elettrico generale si va a diminuire la velocità di rotazione della pompa del refrigerante, per portarla ad un valore basso, e in seguito la si spegne: fatto questo si può andare a chiudere le valvole a monte e valle della sezione di prova.

A questo punto si spegne il KAYE e si abbassano i restanti interruttori sul quadro generale. Si svuota la camera d'aria utilizzando il suo sfiato, si chiude la valvola della rete dell'aria che alimenta il sistema di pressurizzazione e infine si chiude la valvola dell'acqua di pozzo che alimenta il chiller.

4.2 Elaborazione dei dati

Dopo che l'impianto si è assestato alle condizioni di funzionamento volute, si può passare all'acquisizione dei dati. Il programma di acquisizione, una volta fatto partire, salva su un file una volta al secondo (frequenza da noi impostata) tutti i valori delle grandezze che rileva, quindi nel momento in cui il sistema risulta essere stazionario si prende il numero della lettura visualizzato sul monitor e si attende per cinquanta secondi, ovvero cinquanta letture: di tutte queste verrà fatta la media, così da ricavare dalla media di cinquanta letture il valore di ogni grandezza fisica misurata. A questo punto si regola l'impianto per portarlo nelle nuove condizioni di funzionamento e, una volta riasestato, si ripete l'acquisizione.

La media aritmetica \bar{x} e la deviazione standard delle nostre rilevazioni sono calcolabili come:

$$\bar{x} = \frac{1}{50} \cdot \sum_{i=1}^{50} x_i \quad (4.1)$$

$$\sigma_S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{50} (x_i - \bar{x})^2}{50}} \quad (4.2)$$

dove con x si indica una generica grandezza.

Le grandezze di interesse nelle prove sono stati soprattutto: il coefficiente di scambio termico HTC , il titolo medio nella sezione x_{mean} , la portata specifica G , il flusso termico specifico HF e le perdite di carico lungo la sezione Δp .

Viene ora esposta la procedura per ricavare le grandezze di interesse.

4.2.1 Potenza elettrica

La potenza elettrica erogata dal generatore si può facilmente ricavare dalla legge:

$$P_{el} = V \cdot I \quad (4.3)$$

dove la tensione espressa in volt e la corrente in ampère danno la potenza in watt.

Tale potenza elettrica è equivalente alla potenza termica fornita alla base della sezione sperimentale: questa però non è esattamente la potenza fornita al microfin, perché per quanto l'isolamento sia molto buono, sicuramente ci saranno delle perdite termiche verso l'ambiente esterno.

Per valutare la potenza elettrica corretta fornita al microfin, è stata utilizzata la formula:

$$P_{el,c} = V \cdot I - P_{el,d} \quad (4.4)$$

dove con $P_{el,d}$ si è indicato la potenza termica dispersa attraverso le pareti della sezione, calcolabile con la:

$$P_{el,d} = 0,1235 \cdot \bar{t}_p - 2,6114 \quad (4.5)$$

con \bar{t}_p media delle quindici temperature di parete $t_{p,i}$ misurate lungo la sezione ottenute a loro volta dalla media dei 50 valori rilevati:

$$\bar{t}_p = \frac{1}{15} \cdot \sum_{i=1}^{15} t_{p,i} \quad (4.6)$$

Per valutare la funzione della potenza dispersa si è creato il vuoto all'interno della sezione sperimentale, si è fornita alla resistenza riscaldante una certa potenza elettrica e, una volta stabilizzata la media delle temperature di parete, si è preso un punto. Ripetuto questo procedimento per più flussi termici si è ottenuto una serie di punti che sono stati inseriti in un grafico dove è stata rappresentata la potenza dispersa in funzione della temperatura di parete media, ricavando la funzione lineare della relazione (4.5).

Si è preso in considerazione come parametro chiave la media delle temperature di parete, perché una volta che questa si stabilizza si può pensare che il materiale abbia finito di assorbire calore e che inizi quindi da quel momento in poi a disperderne una parte.

Volendo considerare i flussi termici specifici, basta dividere le potenze termiche fin qui viste per l'area associata al diametro interno del tubo microfin all'apice dell'aletta.

4.2.2 Proprietà dei fluidi

Per valutare le proprietà fisiche dell'acqua e del refrigerante nei precisi stati termodinamici alla quale si trovavano, si è utilizzato il programma REFPROP 9.1 [30]. Ad esempio la maggior parte delle prove sulla miscela bifase di R134a sono state eseguite mantenendo la temperatura di saturazione all'incirca sui 30°C, alla quale corrisponde una pressione di circa 7,7 bar. Poi i valori ottenuti sono stati riportati su un foglio Excel [31] nel quale sono stati utilizzati per calcolare le diverse grandezze utili per il calcolo dei parametri ricercati.

4.2.3 Titolo medio nella sezione

In molti dei grafici sviluppati, sono stati messi in relazione il coefficiente di scambio termico o le perdite di carico con il titolo medio nella sezione. Quest'ultimo è ricavato indirettamente, partendo da grandezze note, seguendo alcuni passaggi che verranno ora illustrati.

Si è innanzitutto fatto un bilancio termico al precondensatore per il lato acqua (4.7) e uno per il lato refrigerante (4.8):

$$q_{pre} = \dot{m}_{H2O,pre} \cdot c_{p,H2O} \cdot (t_{H2O,pre,OUT} - t_{H2O,pre,IN}) \quad (4.7)$$

$$q_{pre} = \dot{m}_{R134a} \cdot (h_{R134a,pre,IN} - h_{R134a,pre,OUT}) \quad (4.8)$$

Vengono quindi eguagliate le due espressioni: il calore specifico dell'acqua a pressione costante $c_{p,H2O}$ è considerato pari a $4182 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, mentre l'entalpia specifica del refrigerante in ingresso al precondensatore $h_{R134a,pre,IN}$ risulta definita inserendo in REFPROP la pressione, che consideriamo essere uguale alla pressione del refrigerante in uscita dall'evaporatore $p_{R134a,evap,OUT}$. Tutte le altre grandezze sono lette dal sistema di acquisizione, tranne l'entalpia specifica del refrigerante in uscita dal precondensatore $h_{R134a,pre,OUT}$, che per si considera uguale all'entalpia in ingresso alla sezione:

$$\begin{aligned} h_{R134a,pre,OUT} &= h_{R134a,pre,IN} - \frac{\dot{m}_{H2O,pre}}{\dot{m}_{R134a}} \cdot c_{p,H2O} \cdot (t_{H2O,pre,OUT} - t_{H2O,pre,IN}) = \\ &= h_{R134a,sez,IN} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Una volta trovato il valore di $h_{R134a,sez,IN}$, è possibile calcolare il titolo di vapore del refrigerante in ingresso alla sezione:

$$x_{in} = \frac{h_{R134a,sez,IN} - h_{R134a,ls}}{r} \quad (4.10)$$

dove l'entalpia del liquido saturo $h_{R134a,ls}$ e il calore latente di vaporizzazione r risultano entrambi definiti e ricavati in REFPROP inserendo la pressione misurata all'ingresso della sezione $p_{sez,in}$.

A questo punto si può effettuare un bilancio termico sulla sezione sperimentale:

$$P_{el,c} = \dot{m}_{R134a} \cdot (h_{R134a,sez,OUT} - h_{R134a,sez,IN}) \quad (4.11)$$

dal quale, noti tutti gli altri parametri, si può calcolare l'entalpia del refrigerante all'uscita della sezione dalla relazione:

$$h_{R134a,sez,OUT} = h_{R134a,sez,IN} + \frac{P_{el,c}}{\dot{m}_{R134a}} \quad (4.12)$$

Ora è possibile calcolare anche il titolo in uscita in questo modo:

$$x_{out} = \frac{h_{R134a,sez,OUT} - h_{R134a,ls}}{r} \quad (4.13)$$

dove come prima l'entalpia del liquido saturo $h_{R134a,ls}$ e il calore latente di vaporizzazione r risultano definiti inserendo il valore della pressione misurata all'uscita della sezione $p_{sez,out}$.

A questo punto si può ricavare il titolo medio nella sezione:

$$x_{mean} = \frac{x_{in} + x_{out}}{2} \quad (4.14)$$

La differenza di titolo tra uscita e ingresso nella sezione sperimentale è esprimibile come:

$$\Delta x = x_{out} - x_{in} \quad (4.15)$$

4.2.4 Coefficiente di scambio termico

Il coefficiente di scambio termico è la grandezza che descrive quanto calore per unità di superficie e per unità di differenza di temperatura riesce ad asportare l'R134a nel vaporizzare all'interno del tubo microfin, ovvero quanto lo scambio termico è "buono". Il coefficiente di scambio termico viene qui riferito alla superficie interna di un equivalente tubo liscio avente come diametro interno il diametro all'apice dell'aletta del tubo microfin oggetto di studio:

$$HTC = \frac{P_{el,c}}{A_i \cdot (\bar{t}_p - \bar{t}_{sat})} \quad (4.16)$$

dove $P_{el,c}$ è calcolata con la (4.4), \bar{t}_p con la (4.6), A_i è calcolata come:

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L_{risc} \quad (4.17)$$

con D_i diametro interno all'apice delle alette, uguale a 2,4 mm, e L_{risc} lunghezza della sezione riscaldata, pari a 225 mm, mentre la temperatura di saturazione media \bar{t}_{sat} da inserire nella (4.16) viene ricavata come media delle temperature di saturazione di ingresso e di uscita dalla sezione:

$$\bar{t}_{sat} = \frac{t_{sat}(p_{sez,in}) + t_{sat}(p_{sez,out})}{2} \quad (4.18)$$

con $p_{sez,in}$ e $p_{sez,out}$ le pressioni in ingresso e in uscita dalla sezione.

4.2.5 Perdite di carico

Assieme al coefficiente di scambio termico, l'altra grandezza di maggior interesse è la perdita di pressione lungo la sezione. Le perdite di carico in un circuito chiuso devono essere infatti minime per evitare di spendere troppa energia elettrica di pompaggio, pertanto valutando queste vediamo quanto penalizzate è in tal senso il tubo microfin.

La perdita di pressione lungo la sezione sperimentale viene rilevata da un trasduttore di pressione differenziale.

Questa, in via del tutto generale, si può vedere come la somma di tre diversi contributi: uno legato all'attrito, uno legato alla forza di gravità e uno legato alla variazione della quantità di moto.

Il gradiente totale di pressione si può allora scrivere come:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_q \quad (4.19)$$

dove il pedice f indica il contributo dell'attrito, g quello della forza di gravità e q quello della variazione della quantità di moto, mentre z indica la direzione di moto.

Per valutare i diversi contributi si può far riferimento a due modelli di deflusso: il modello di deflusso omogeneo, che considera il sistema bifase come una miscela omogenea che scorre alla medesima velocità, e il modello di deflusso a fasi separate, che considera che le due fasi fluiscano a velocità diverse.

L'ipotesi semplicistica fatta nel modello omogeneo, è da considerarsi aderente alla realtà per alte pressioni ridotte e alte portate specifiche di lavoro: nel presente lavoro di tesi viene utilizzato il modello di deflusso a fasi separate.

La frazione di vuoto è esprimibile tramite l'equazione di Rohuani (1969) [2]:

$$\varepsilon = \frac{x \cdot \rho_l}{C_0 [x \cdot \rho_l + (1 - x) \cdot \rho_v] + \frac{\rho_l \cdot \rho_v \cdot u_{gj}}{G}} \quad (4.20)$$

dove ρ_l e ρ_v sono le densità delle fasi liquida e vapore, G la portata di massa specifica e x il titolo di vapore della miscela bifase. Le rimanenti costanti sono calcolate come segue:

$$C_0 = \begin{cases} 1 + 0,2 (1 - x) \left[\frac{g d \rho_l^2}{G^2} \right]^{\frac{1}{4}} & \text{per } \varepsilon > 0,1 \\ 0 & \text{per } \varepsilon \rightarrow 0 \end{cases} \quad (4.21)$$

$$u_{gj} = 1,18 \cdot (1 - x) \left[\frac{g \sigma (\rho_l - \rho_v)}{\rho_l^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.22)$$

dove g è l'accelerazione di gravità, σ la tensione superficiale e d il diametro del tubo.

Una volta calcolata la frazione di vuoto si è provveduto a calcolare la componente delle perdite di carico dovuta alla variazione della quantità di moto con la formula:

$$\Delta p_q = G^2 \left\{ \left[\frac{x}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right]_{out} - \left[\frac{x}{\rho_v \varepsilon} + \frac{(1-x)^2}{\rho_l (1-\varepsilon)} \right]_{in} \right\} \quad (4.23)$$

In questo caso la componente delle perdite dovuta alla gravità è nulla perché il tubo è orizzontale e non inclinato, quindi la componente d'attrito, che è quella di maggiore interesse perché è dovuta alla tipologia di scambiatore utilizzato, si può calcolare per sottrazione dalle perdite globali misurate dal trasduttore:

$$\Delta p_f = \Delta p - \Delta p_q \quad (4.24)$$

4.3 Analisi dell'incertezza

4.3.1 Introduzione

L'assegnazione delle incertezze è stata compiuta seguendo le indicazioni fornite dalla norma Guida ISO (UNI CEI ENV-13005).

La norma definisce "incertezza di misura" il parametro associato al risultato di una misurazione che caratterizza la dispersione dei valori ragionevolmente attribuibili al misurando. L'incertezza di misura è composta da due componenti: l'incertezza di ripetibilità e l'incertezza dello strumento.

L'incertezza di ripetibilità di una serie di N misurazioni viene definita come:

$$i_R = \frac{t \sigma_S}{\sqrt{N}} \quad (4.25)$$

dove σ_S è la deviazione standard e t il parametro di copertura della distribuzione di Student. Quest'ultimo assume precisi valori a seconda del grado di confidenza che si vuole associare alla misura e dei gradi di libertà ν , calcolati così:

$$\nu = N - 1 \quad (4.26)$$

Le serie di valori che sono stati rilevati sono composte di 50 campioni, quindi con 49 gradi di libertà, e per tutte si è scelto un grado di confidenza del 95%, da cui risulta un valore del parametro t pari a 2,01.

Le incertezze sulle grandezze calcolate con REFPROP sono state considerate pari all'1% del valore, mentre per quanto riguarda le incertezze degli strumenti utilizzati si è fatto riferimento ai valori forniti dal costruttore riportati in tabella 4.1.

Una volta valutate l'incertezza di ripetibilità i_R e quella dello strumento i_S , l'incertezza composta $u(x)$ della generica grandezza x sarà calcolata come:

$$u(x) = \sqrt{i_R^2 + i_S^2} \quad (4.27)$$

STRUMENTO	INCERTEZZA
Termocoppie	$\pm 0,05^\circ\text{C}$
Termopila	$\pm 0,03^\circ\text{C}$
Generatore di potenza elettrica	$\pm 0,13\%$ lettura
Misuratore di portata massico di Coriolis	$\pm 0,10\%$ lettura
Misuratore di portata volumetrico	$\pm 0,25\%$ lettura
Trasduttore differenziale di pressione	± 25 Pa
Misuratore di pressione assoluta	± 1950 Pa

Tabella 4.1: Incertezze degli strumenti utilizzati.

Quando c'è bisogno di calcolare l'incertezza su una grandezza non misurata direttamente, ma ricavata in funzione di altre grandezze, c'è bisogno di calcolare la propagazione dell'incertezza. Se la grandezza y è ricavata indirettamente da una serie di grandezze x_i le quali non sono correlate tra loro (come nel nostro caso), per calcolarne l'incertezza si applica la formula seguente:

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n [\theta_i u(x_i)]^2} \quad (4.28)$$

dove i termini θ_i , detti "indici di sensibilità", rappresentano le derivate parziali della funzione valutate rispetto agli i -esimi parametri:

$$\theta_i = \left. \frac{\partial y}{\partial x_i} \right|_{x=x_i} \quad (4.29)$$

4.3.2 Calcolo dell'incertezza

In questo paragrafo vengono riportate le procedure di calcolo dell'incertezza per le diverse grandezze di interesse nel presente studio. Come già detto, ad ogni grandezza è stato assegnato un grado di confidenza pari al 95%.

Per le grandezze ottenute mediando i 50 valori rilevati dagli strumenti di misura, in teoria l'incertezza andrebbe calcolata con la formula (4.27), ma visto che le incertezze così ottenute sono di poco inferiori, in via cautelativa sono stati mantenuti i valori delle incertezze strumentali.

Incertezza sulla potenza elettrica corretta

La potenza elettrica corretta è calcolata come visto dalla formula (4.4) ed è quindi funzione della temperatura di parete e della potenza elettrica che alimenta la sezione. L'incertezza della temperatura media di parete risulta però molto piccola e trascurabile rispetto all'incertezza sulla potenza elettrica di alimentazione. Per cui anche per la potenza elettrica corretta si è mantenuta un'incertezza pari al 0,13% della lettura.

Incertezza sul titolo medio

Per arrivare a calcolare il valore dell'incertezza sul titolo medio si è dovuto passare prima per il calcolo dell'incertezza su alcune grandezze.

Prima di tutto si è calcolata l'incertezza composta sull'entalpia del refrigerante all'ingresso della sezione, come dalla relazione (4.9), ottenendo i seguenti indici di sensibilità:

$$\theta_1 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial h_{R134a,pre,IN}} \right) = 1 \quad (4.30)$$

$$\theta_2 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial \dot{m}_{H2O,pre}} \right) = - \frac{c_{p,H2O}}{\dot{m}_{R134a}} \cdot (t_{H2O,pre,OUT} - t_{H2O,pre,IN}) \quad (4.31)$$

$$\theta_3 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial c_{p,H2O}} \right) = - \frac{\dot{m}_{H2O,pre}}{\dot{m}_{R134a}} \cdot (t_{H2O,pre,OUT} - t_{H2O,pre,IN}) \quad (4.32)$$

$$\theta_4 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial \dot{m}_{R134a}} \right) = \frac{\dot{m}_{H2O,pre}}{(\dot{m}_{R134a})^2} \cdot c_{p,H2O} \cdot (t_{H2O,pre,OUT} - t_{H2O,pre,IN}) \quad (4.33)$$

$$\theta_5 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial t_{H2O,pre,OUT}} \right) = - \frac{\dot{m}_{H2O,pre}}{\dot{m}_{R134a}} \cdot c_{p,H2O} \quad (4.34)$$

$$\theta_6 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,IN}}{\partial t_{H2O,pre,IN}} \right) = \frac{\dot{m}_{H2O,pre}}{\dot{m}_{R134a}} \cdot c_{p,H2O} \quad (4.35)$$

Quindi l'incertezza combinata risultante sarà:

$$u(h_{R134a,sez,IN}) = \left\{ [\theta_1 u(h_{R134a,pre,IN})]^2 + [\theta_2 u(\dot{m}_{H2O,pre})]^2 + [\theta_3 u(c_{p,H2O})]^2 + [\theta_4 u(\dot{m}_{R134a})]^2 + [\theta_5 u(t_{H2O,pre,OUT})]^2 + [\theta_6 u(t_{H2O,pre,IN})]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4.36)$$

Calcolata questa, si è proceduto con il calcolo dell'incertezza sul titolo in ingresso.

Con riferimento all'equazione (4.10) si è ottenuto:

$$\theta_1 = \left(\frac{\partial x_{in}}{\partial h_{R134a,sez,IN}} \right) = \frac{1}{r} \quad (4.37)$$

$$\theta_2 = \left(\frac{\partial x_{in}}{\partial h_{R134a,ls}} \right) = -\frac{1}{r} \quad (4.38)$$

$$\theta_3 = \left(\frac{\partial x_{in}}{\partial r} \right) = \frac{(h_{R134a,sez,IN} - h_{R134a,ls})}{r^2} \quad (4.39)$$

con cui si è calcolata l'incertezza composta sul titolo in ingresso:

$$u(x_{in}) = \sqrt{[\theta_1 u(h_{R134a,sez,IN})]^2 + [\theta_2 u(h_{R134a,ls})]^2 + [\theta_3 u(r)]^2} \quad (4.40)$$

Fatto ciò, è stata calcolata anche l'incertezza sul titolo in uscita, ricavando prima quella sull'entalpia del refrigerante all'uscita della sezione. Si sono ricavati gli indici di sensibilità, questa volta per la relazione (4.12):

$$\theta_1 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,OUT}}{\partial h_{R134a,sez,IN}} \right) = 1 \quad (4.41)$$

$$\theta_2 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,OUT}}{\partial P_{el,c}} \right) = \frac{1}{\dot{m}_{R134a}} \quad (4.42)$$

$$\theta_3 = \left(\frac{\partial h_{R134a,sez,OUT}}{\partial \dot{m}_{R134a}} \right) = -\frac{P_{el,c}}{(\dot{m}_{R134a})^2} \quad (4.43)$$

utilizzati per ottenere l'incertezza composta sull'entalpia del refrigerante all'uscita della sezione $u(h_{R134a,sez,OUT})$:

$$u(h_{R134a,sez,OUT}) = \sqrt{[\theta_1 u(h_{R134a,sez,IN})]^2 + [\theta_2 u(P_{el,c})]^2 + [\theta_3 u(\dot{m}_{R134a})]^2} \quad (4.44)$$

Ricavato anche questo valore, è possibile calcolare l'incertezza composta sul titolo in uscita, esattamente con lo stesso procedimento riportato sopra per il calcolo dell'incertezza sul titolo in ingresso.

Una volta ottenute le due incertezze dei titoli di ingresso e uscita si può ricavare l'incertezza sul titolo medio dall'espressione:

$$u(x_{mean}) = \frac{1}{2} \sqrt{[u(x_{in})]^2 + [u(x_{out})]^2} \quad (4.45)$$

Incetezza sul coefficiente di scambio termico

Anche in questo caso si è agito come illustrato sopra: dall'equazione (4.29) vengono ricavati gli indici di sensibilità, considerando trascurabile l'incertezza sull'area di scambio:

$$\theta_1 = \left(\frac{\partial HTC}{\partial P_{el,c}} \right) = \frac{1}{A_i \Delta t_{p,s}} \quad (4.46)$$

$$\theta_2 = \left(\frac{\partial h_{R134a, sez, OUT}}{\partial \Delta t_{p,s}} \right) = - \frac{1}{A_i (\Delta t_{p,s})^2} \quad (4.47)$$

dove con $\Delta t_{p,s}$ si indica la differenza tra la temperatura media di parete \bar{t}_p e di saturazione \bar{t}_{sat} lungo la sezione.

L'incertezza di $\Delta t_{p,s}$ è stata ricavata a partire da quelle associate a \bar{t}_p e \bar{t}_{sat} ottenute dalla solita formula (4.28):

$$u(\bar{t}_{sat}) = \frac{1}{2} \sqrt{[u(\bar{t}_{sat, in})]^2 + [u(\bar{t}_{sat, out})]^2} \quad (4.48)$$

$$u(\bar{t}_p) = \frac{u(t_p)}{\sqrt{15}} \quad (4.49)$$

dove a $u(\bar{t}_{sat, in})$ e $u(\bar{t}_{sat, out})$, è stato dato il valore 0,05 K, così come a $u(t_p)$ che riguarda i valori misurati con le termocoppie.

Quindi:

$$u(\Delta t_{p,s}) = \sqrt{[u(\bar{t}_p)]^2 + [u(\bar{t}_{sat})]^2} \quad (4.50)$$

A questo punto l'incertezza sul coefficiente di scambio termico è esprimibile come:

$$u(HTC) = \sqrt{[\theta_1 u(P_{el,c})]^2 + [\theta_2 u(\Delta t_{p,s})]^2} \quad (4.51)$$

Incetezza sulle perdite di carico

Le perdite di carico per attrito vengono ricavate indirettamente per sottrazione dalle perdite di carico globali misurate e le perdite di carico per variazione della quantità di moto calcolate con il modello di deflusso a fasi separate. Per cui all'incertezza è stata assegnata quella del trasduttore differenziale di pressione.

4.3.3 Riepilogo delle incertezze calcolate

In tabella 4.2 vengono riassunte le incertezze calcolate per le grandezze più importanti, indicando i valori massimi, minimi e il valor medio di tutte le prove eseguite.

Grandezza	Incetezza massima	Incetezza minima	Incetezza media
x_{in}	$\pm 0,047$	$\pm 0,031$	$\pm 0,035$
x_{out}	$\pm 0,047$	$\pm 0,031$	$\pm 0,036$
x_{mean}	$\pm 0,033$	$\pm 0,022$	$\pm 0,025$
HTC	$\pm 7,61\%$	$\pm 0,86\%$	$\pm 2,55\%$

Tabella 4.2: Incertezze calcolate.

Capitolo 5

Risultati ottenuti

In questo capitolo saranno illustrati i risultati ottenuti dall'elaborazione delle misurazioni fatte in laboratorio. Le prove sono state effettuate a diversi titoli di vapore, con i flussi termici specifici di 10, 15, 25, 50 kW m^{-2} , le portate specifiche 375, 470, 565, 755, 940 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, e le temperature di saturazione di 30, 35 e 40°C. Sono state eseguite tre tipologie di prove per capire l'influenza che ha il flusso termico, la portata specifica e la temperatura di saturazione sul coefficiente di scambio termico e sulle perdite di carico; lo studio è stato completato valutando il comportamento del tubo microfin con il fluido in deflusso monofase.

Tutte le prove sono state condotte in condizioni stazionarie, ovvero quando i parametri fisici misurati dall'impianto quali temperature, pressioni, portate, ecc..., risultavano essersi stabilizzati a valori all'incirca costanti.

Infine è stato effettuato uno studio per rilevare l'eventuale presenza di dryout e uno studio con COMSOL [32] per analizzare l'andamento delle temperature di parete lungo la sezione di prova.

5.1 Influenza della portata

In questo tipo di prove si è mantenuto costante il flusso termico specifico fornito alla sezione, costante e pari a 30°C la temperatura di saturazione, e si è considerato una per una le diverse portate andando a variare per ognuna di esse il titolo di ingresso nella sezione. Per ognuno di questi punti di lavoro si è ricavato il coefficiente di scambio termico HTC in $[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$, e le perdite di carico per attrito per unità di lunghezza $\Delta p_f/L$ in $[\text{bar m}^{-1}]$. I risultati ottenuti sono rappresentati con due grafici per ogni flusso termico specifico: uno rappresentante il coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio nella sezione per le diverse portate considerate, l'altro rappresentante le perdite di

carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio nella sezione per le portate considerate.

5.1.1 HF=10 kW m⁻²

In figura 5.1 è mostrato l'andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio nella sezione alle portate 375, 470, 565 e 755 kg m⁻² s⁻¹. Dal grafico si nota come a titoli bassi i coefficienti di scambio siano poco sensibili al variare della portata, anche se sembrano essere leggermente premianti le portate più alte: ad un certo punto però, nella zona del grafico avente titoli tra 0,4 e 0,5, l'influenza della portata comincia a sentirsi di più e per alti titoli i coefficienti maggiori si ottengono con le portate più basse. Si può quindi affermare che a bassi titoli il meccanismo predominante sembra essere quello di ebollizione nucleata, mentre a titoli alti lo scambio termico sembra essere maggiormente dipendente in modo inverso dalla portata. Questo comportamento secondo Wu et al. [26] è dovuto al diverso spessore che presenta il film di liquido nei vari casi, o meglio, al rapporto tra lo spessore del film di liquido e l'altezza delle alette. Considerando che il moto sia presumibilmente anulare, per una certa portata a titoli molto alti il liquido starà tutto tra un aletta e l'altra, cosicché l'incremento del coefficiente di scambio termico dovuto all'aumento di area di scambio rispetto al liscio sarà modesto; a titoli molto bassi invece le alette saranno totalmente immerse nel liquido e quindi tra il centro del tubo, dove scorre il vapore, e la parete sarà presente una grande resistenza termica di conduzione. La condizione che allora massimizza il coefficiente di scambio termico si otterrà quando lo spessore del film di liquido è prossimo all'altezza delle alette: in questa situazione la punta delle alette è coperta da un leggero film di liquido sul quale Wu et al. [26] ipotizzano che si formino delle onde periodiche che destabilizzano l'interfaccia liquido-vapore, in modo tale che il vapore può, se viaggia ad una certa velocità, strappare alcune goccioline di liquido dall'interfaccia e trascinarle all'interno della corrente di vapore. Per diverse portate, tale velocità sarà raggiunta a titoli diversi, ed ecco allora spiegato il perché in figura 5.1 sembra che ci sia per ogni titolo una diversa portata che massimizza il coefficiente di scambio termico.

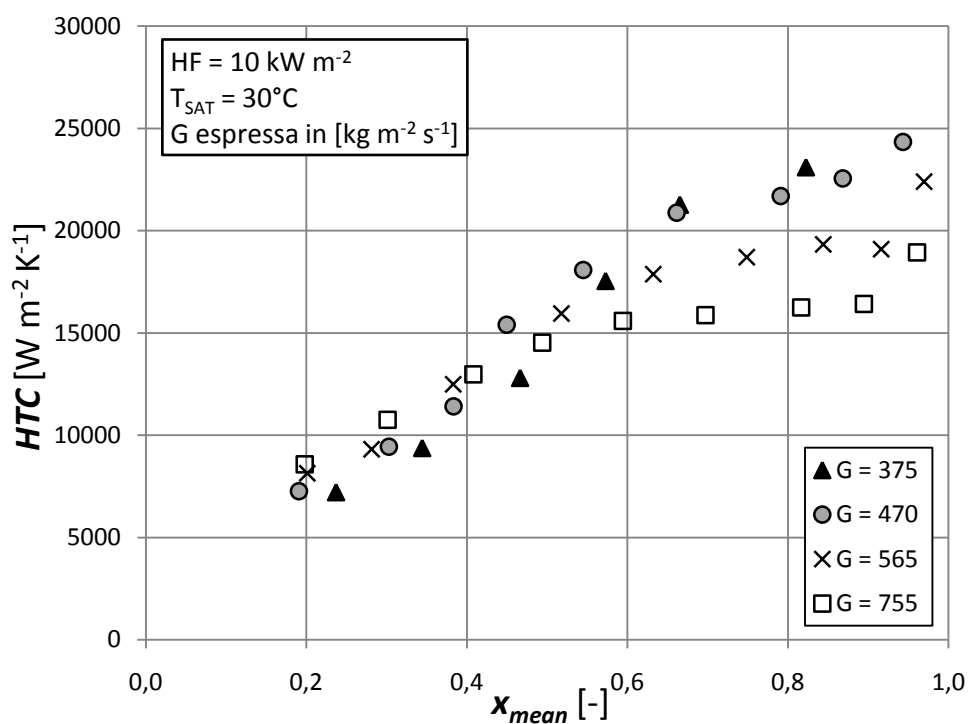


Figura 5.1: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 30°C , per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 10 kW m^{-2} .

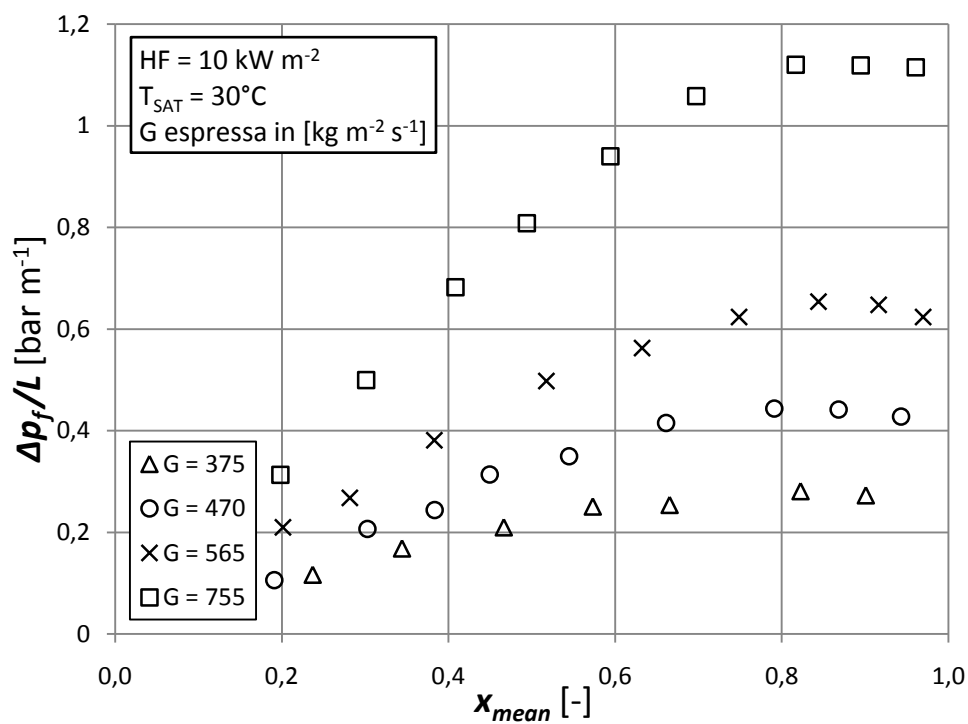


Figura 5.2: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 30°C , per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 10 kW m^{-2} .

In figura 5.2 sono riportati gli andamenti delle perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio per le varie portate specifiche. Si nota come le perdite di carico per attrito siano molto dipendenti dalla portata, ovvero, a parità delle altre condizioni, sono molto maggiori per portate alte, ovvero per velocità di deflusso maggiori, come d'altronde era presumibile che fosse. Inoltre tutti gli andamenti sono crescenti con il titolo, perché più alto è il titolo più la densità della miscela diminuisce, più aumenta la velocità di deflusso. Meno ovvio è che a titoli alti ci sia una flessione: questa è una peculiarità del fluido utilizzato, l'R134a, che si può provare a spiegare con il fatto che, in queste situazioni, il poco liquido presente sia trascinato all'interno della corrente di vapore, portando il sistema verso una situazione di deflusso monofase di vapore surriscaldato.

5.1.2 HF=25 kW m⁻²

Solo per il caso a 25 kW m⁻² è stata considerata anche la portata specifica 940 kg m⁻² s⁻¹ perché è penalizzante dal punto di vista operativo, non solo per le alte perdite di carico che comporta ma, come precedentemente osservato, anche perché i coefficienti di scambio termico migliori si realizzano a portate più basse. L'andamento del coefficiente di scambio è molto simile al caso precedente ma, come si può osservare in figura 5.3, l'effetto della portata è ancora minore e i punti raccolti alle diverse portate di lavoro risultano più vicini, ovvero sembra esserci una maggior influenza del meccanismo di ebollizione nucleata e una minor influenza della convezione forzata rispetto al caso a 10 kW m⁻². Possiamo inoltre notare come il coefficiente termico massimo misurato sia mediamente circa pari a 2 volte quello minimo, mentre nel caso precedente era circa 3 volte tanto: in poche parole aumentando il flusso termico specifico si nota che il coefficiente di scambio termico cresce meno con il titolo, ovvero la pendenza della curva tende a diminuire.

Le perdite di carico invece, illustrate nel grafico di figura 5.4, presentano oltre che un andamento del tutto analogo al caso precedente, anche valori numerici molto simili. Anche per la portata 940 kg m⁻² s⁻¹ l'andamento si configura perfettamente in linea con quello delle altre portate.

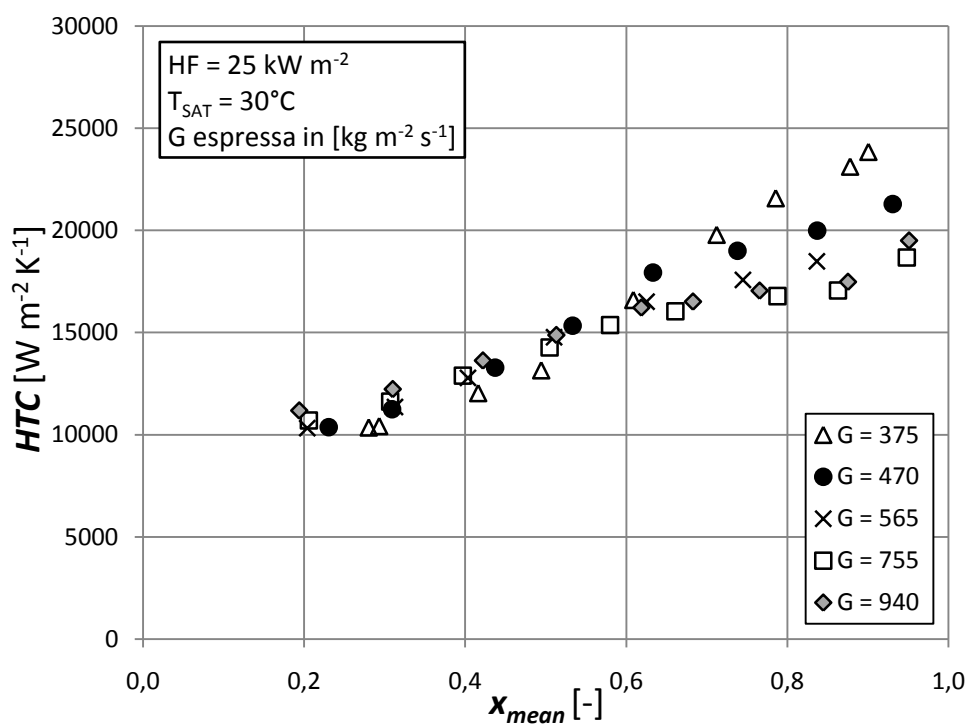


Figura 5.3: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 30°C , per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 25 kW m^{-2} .

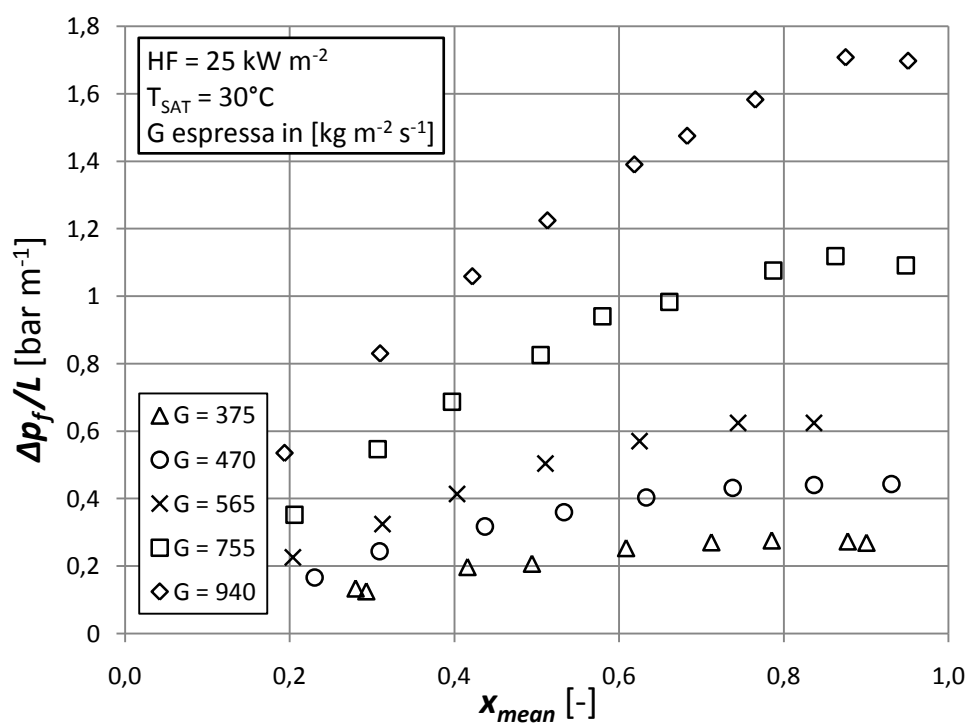


Figura 5.4: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 30°C , per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 25 kW m^{-2} .

Con il medesimo flusso termico specifico sono state eseguite le stesse prove anche per una temperatura di saturazione di 35°C. I risultati, che si possono vedere nelle figure 5.5 e 5.6, mostrano che con una temperatura di saturazione maggiore, il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico per attrito per unità di lunghezza non differiscono come andamenti rispetto al caso con 30°C, ma in linea generale otteniamo valori di coefficiente di scambio termico un po' maggiori e valori delle perdite di carico per attrito un po' minori.

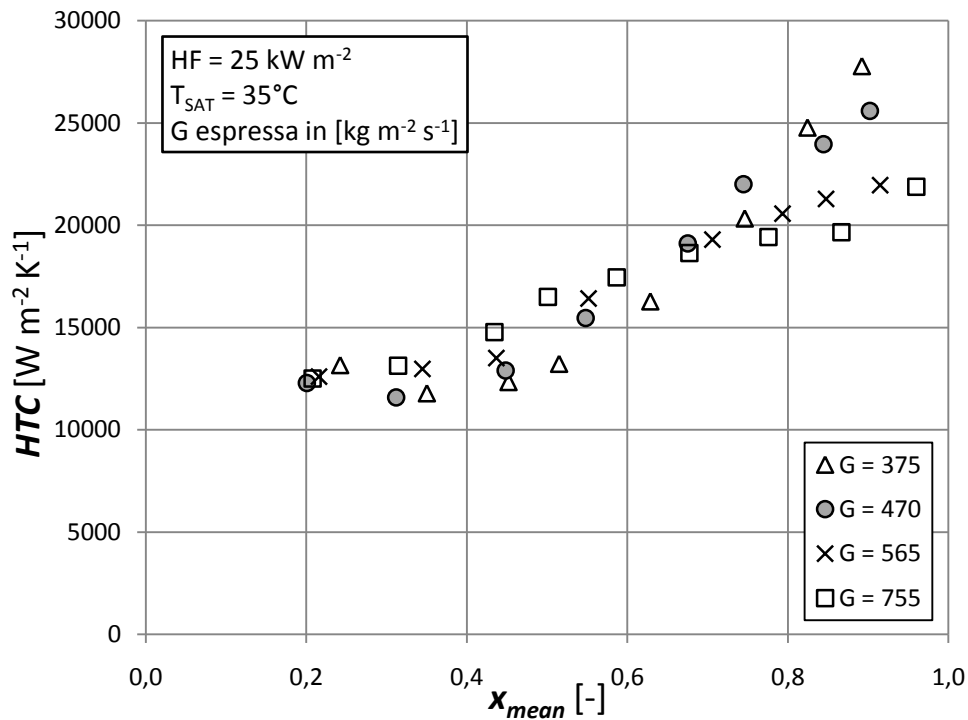


Figura 5.5: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 35°C, per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 25 kW m⁻².

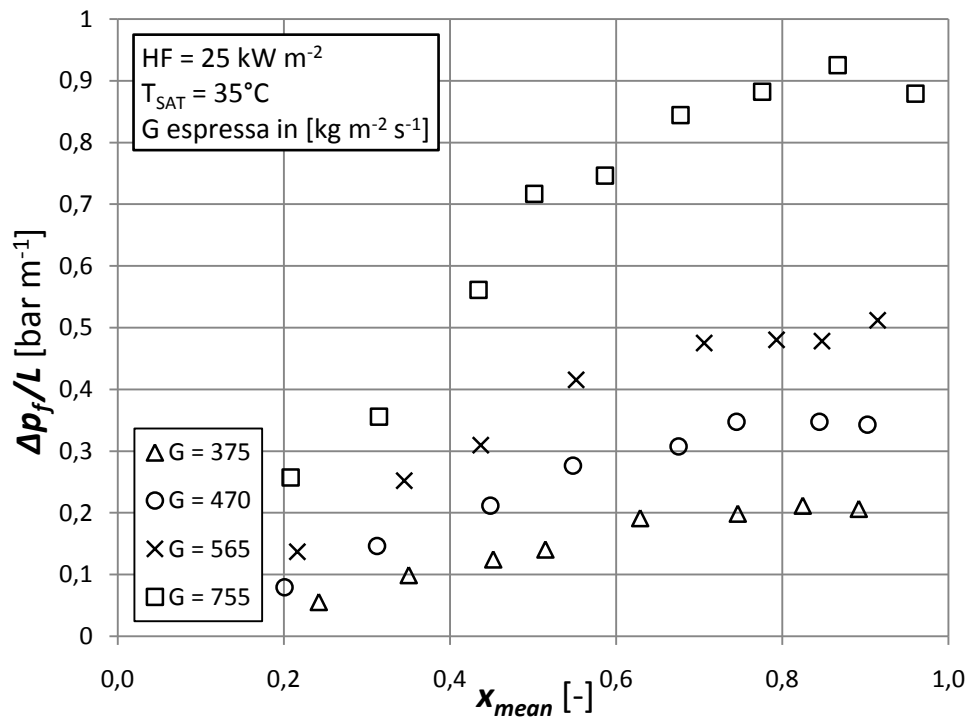


Figura 5.6: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di 35°C, per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 25 kW m⁻².

5.1.3 HF=50 kW m⁻²

Quest'ultimo set di prove a flusso termico costante è stato eseguito per sole tre portate, cioè per 375, 565, 755 kg m⁻² s⁻¹. Questa scelta la si può capire osservando la figura 5.7, dove si nota come l'effetto della portata sul coefficiente di scambio termico sia praticamente nullo, visto che i valori ottenuti a diverse portate sostanzialmente si sovrappongono, soprattutto a bassi titoli, e sono comunque molto vicini anche a titoli più alti.

Anche qui possiamo notare la tendenza del coefficiente di scambio termico a dipendere meno dal titolo al crescere del flusso termico specifico: come si vede infatti, le curve hanno una pendenza molto minore delle precedenti a flussi termici specifici più bassi, e il coefficiente di scambio termico massimo ottenuto vale circa 1,3 volte quello minimo.

In figura 5.8 viene mostrato l'andamento del gradiente di pressione per attrito, che anche per 50 kW m⁻² notiamo essere del tutto simile ai casi precedenti sia nella forma sia nei valori rilevati.

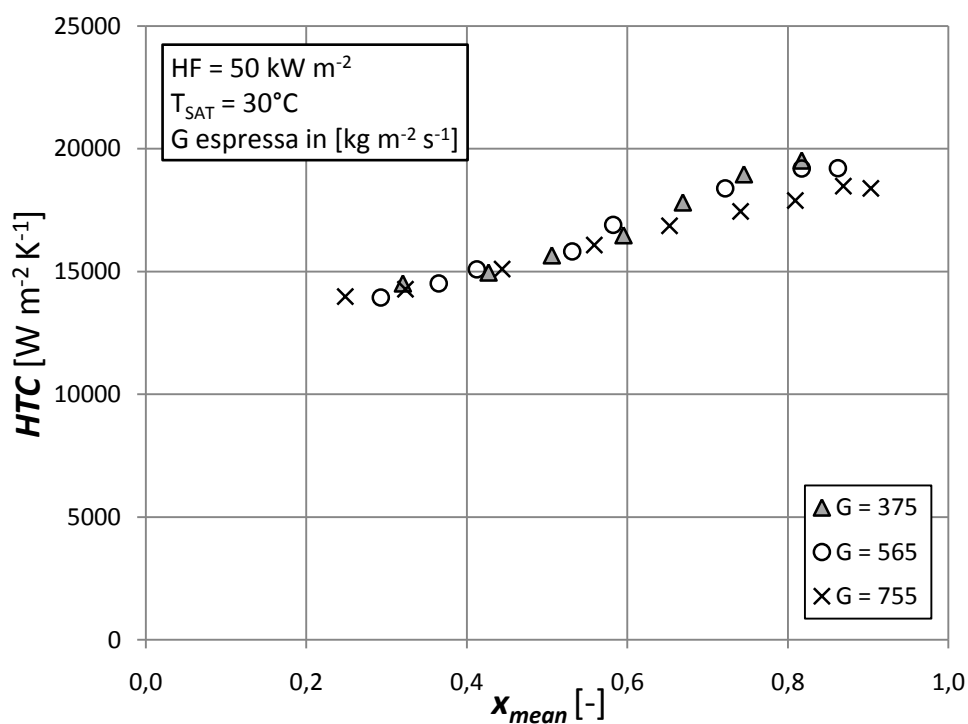


Figura 5.7: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di $30^{\circ}C$, per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di $50 kW m^{-2}$.

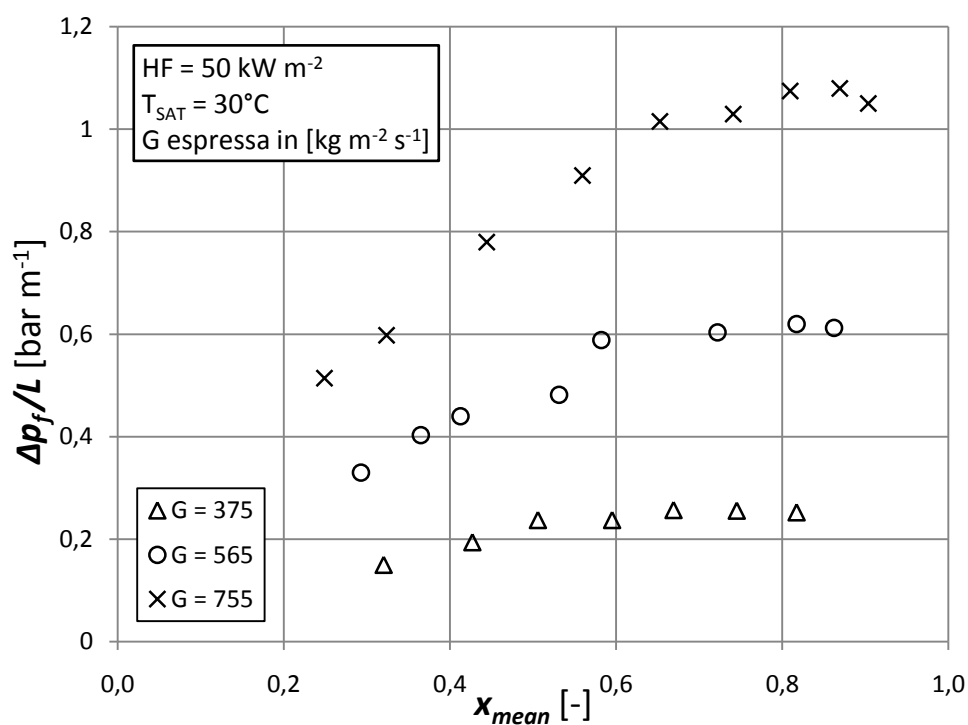


Figura 5.8: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio alla temperatura di saturazione di $30^{\circ}C$, per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di $50 kW m^{-2}$.

5.2 Influenza del flusso termico

In queste prove è stato valutato l'effetto del flusso termico specifico applicato alla sezione, per diverse portate e al variare del titolo medio nella sezione, mantenendo la temperatura di saturazione fissa a 30°C. Nei grafici risultanti vengono presentati i valori dei coefficienti di scambio termico e delle perdite di carico ricavati dalle misurazioni effettuate.

5.2.1 Coefficienti di scambio termico

Nelle figure 5.9, 5.10, 5.11, sono rappresentati i coefficienti di scambio termico al variare del titolo medio per i flussi termici 10, 25, 50 kW m⁻². A bassi titoli è chiaro come i valori massimi di coefficiente di scambio termico si ottengano con alti flussi termici, perché l'ebollizione nucleata sembra essere il meccanismo di scambio termico predominante.

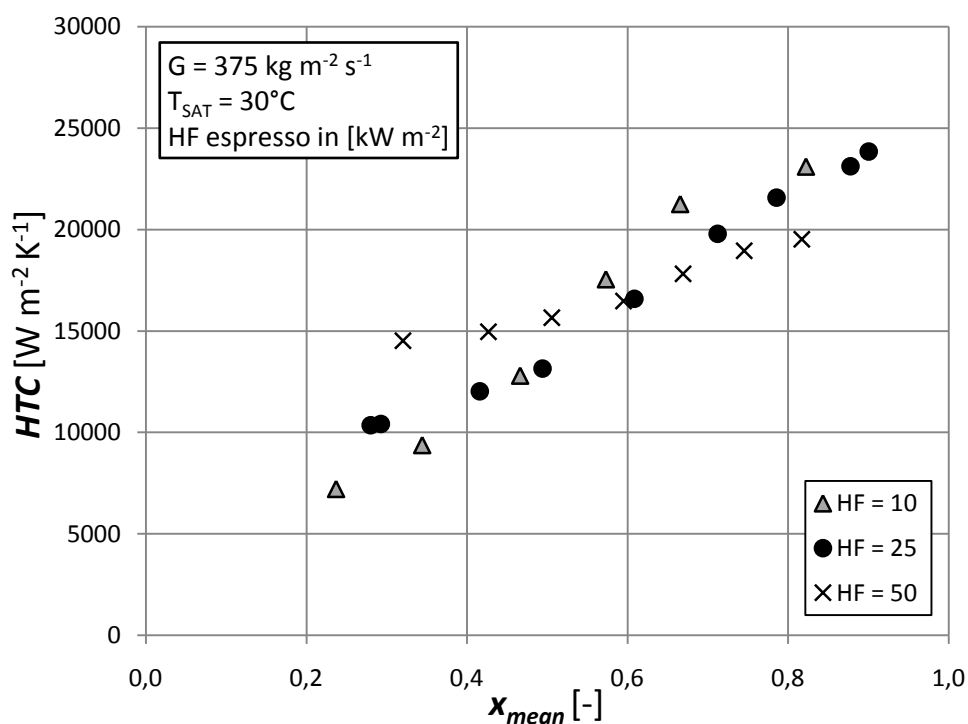


Figura 5.9: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio, alla temperatura di saturazione di 30°C, alla portata specifica di 375 kg m⁻² s⁻¹, per diversi flussi termici specifici.

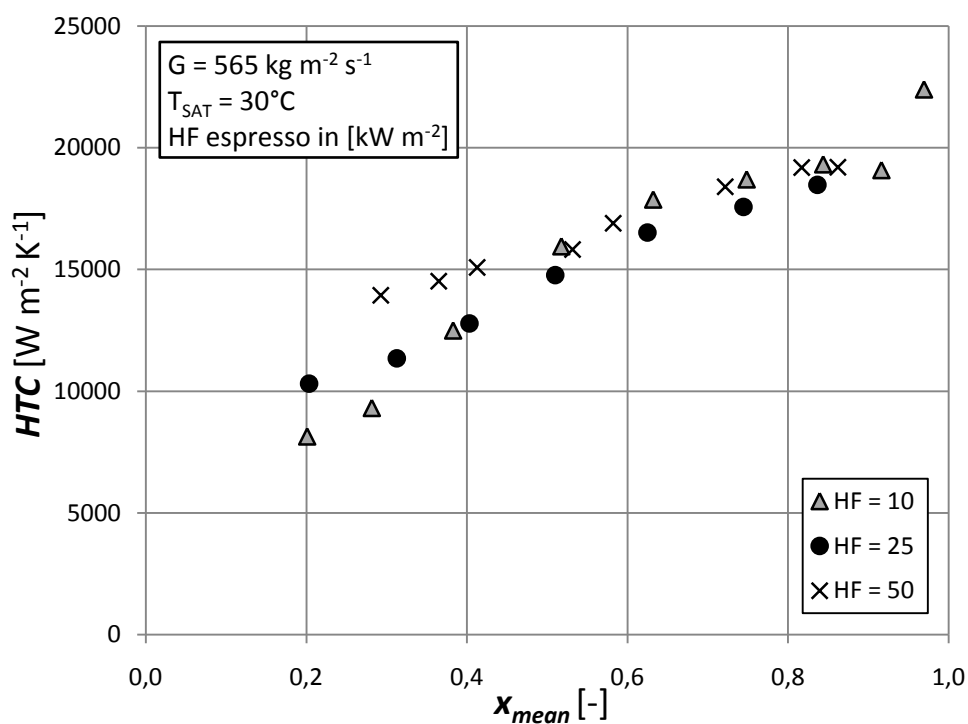


Figura 5.10: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio, alla temperatura di saturazione di 30°C , alla portata specifica di $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, per diversi flussi termici specifici.

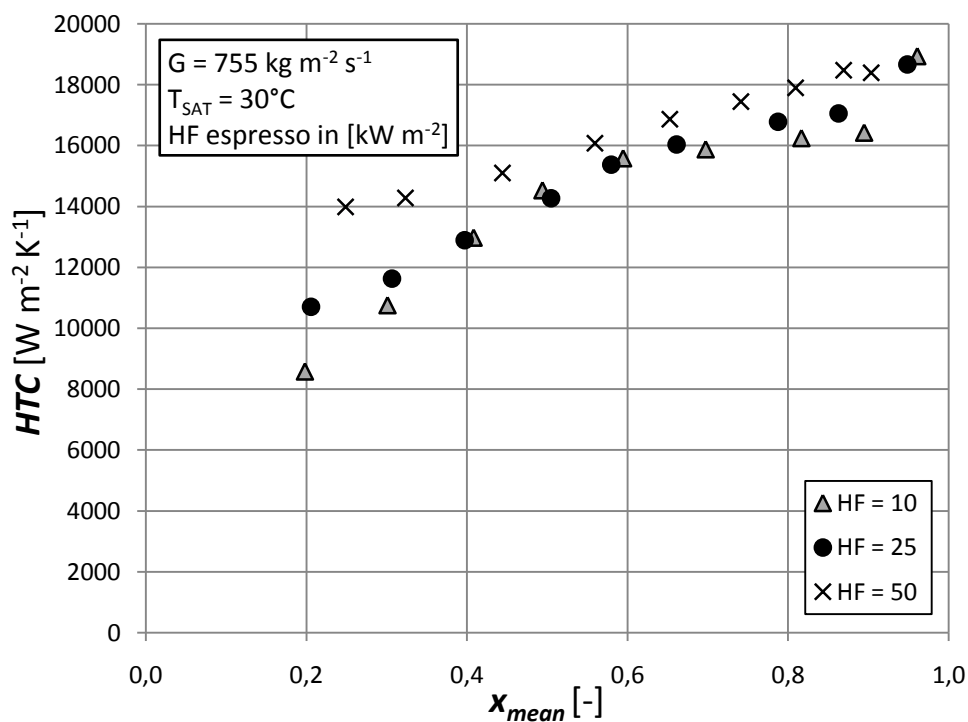


Figura 5.11: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio, alla temperatura di saturazione di 30°C , alla portata specifica di $755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, per diversi flussi termici specifici.

Ad alti titoli, indicativamente superiori a 0,5, si può affermare che la tendenza è quella di una minore dipendenza dal flusso termico, e quindi di un avvicinamento dei valori, precisando però che il comportamento è un po' diverso per le tre portate: per la più piccola c'è una sorta di inversione della dipendenza dal flusso termico, perché i coefficienti migliori si realizzano con il flusso termico più basso; per la portata media sembrano sostanzialmente coincidere; per la portata più alta i valori si avvicinano sempre più al crescere del titolo ma i coefficienti maggiori si ottengono sempre con i flussi termici più alti. La pendenza delle curve risulta maggiore per i flussi termici specifici più bassi, ovvero all'aumentare del flusso termico specifico il coefficiente di scambio termico tende a crescere meno con il titolo.

5.2.2 Perdite di carico

I gradienti di pressione per attrito non sono influenzati dal flusso termico specifico, pertanto abbiamo riportato i grafici solo per due portate rappresentative, nelle figure 5.12 e 5.13.

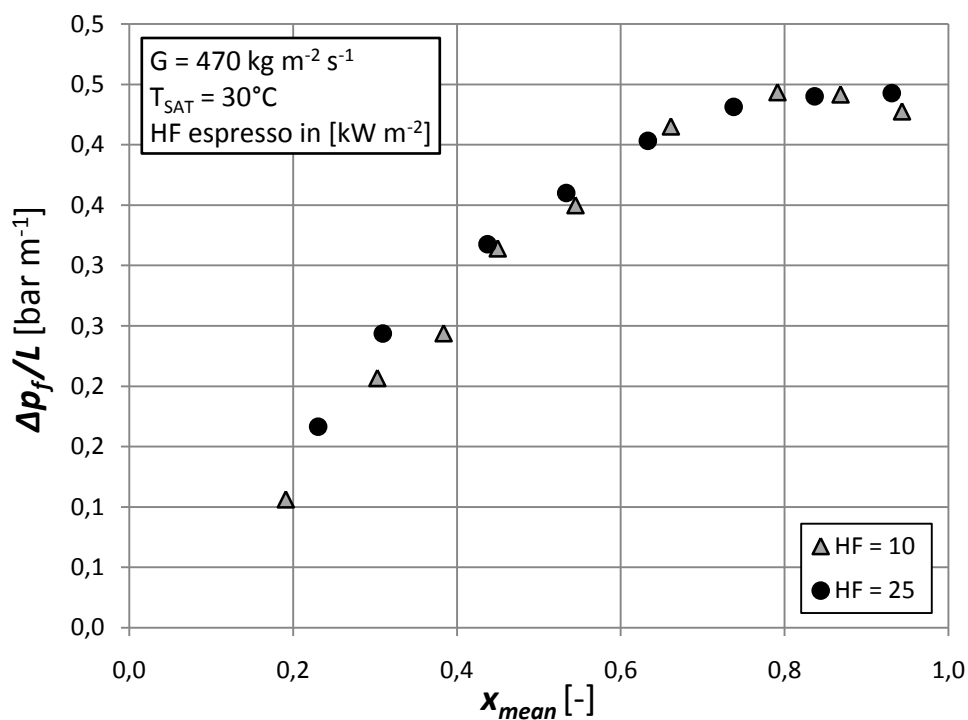


Figura 5.12: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio, alla temperatura di saturazione di 30°C, alla portata specifica di 470 kg m⁻¹ s⁻¹, per diversi flussi termici specifici.

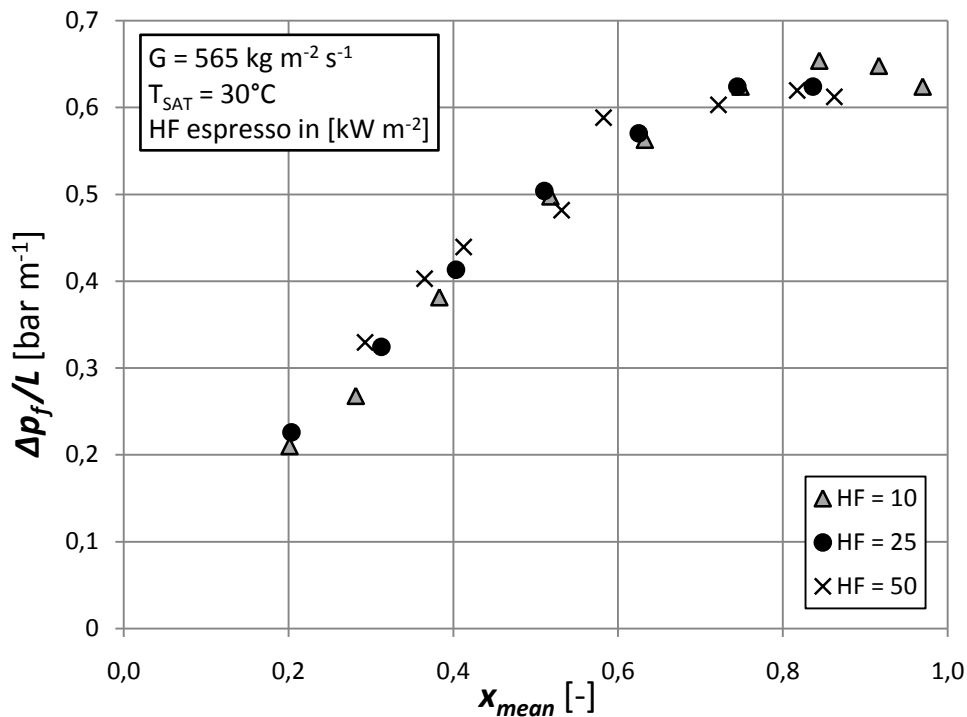


Figura 5.13: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio, alla temperatura di saturazione di 30°C , alla portata specifica di $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, per diversi flussi termici specifici.

Si nota che i punti presi ai diversi flussi termici e al variare del titolo medio tendono a sovrapporsi; l'andamento invece è ancora quello già descritto nei precedenti paragrafi, con la tipica flessione a titoli prossimi a 1.

Naturalmente, come noto, anche qui i gradienti di pressione per attrito risultano più alti per portate maggiori.

5.3 Influenza della temperatura di saturazione

Nelle figure 5.14 e 5.15 vengono riportati rispettivamente il coefficiente di scambio termico e i gradienti di pressione per attrito al variare del titolo medio, ottenute per le temperature di saturazione di 30 , 35 e 40°C , con la portata specifica di $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e con flusso termico specifico 25 kW m^{-2} . All'aumentare della temperatura di saturazione si registrano due principali effetti, entrambi positivi per le prestazioni dello scambiatore: un lieve aumento del coefficiente di scambio termico e una sensibile riduzione delle perdite di carico.

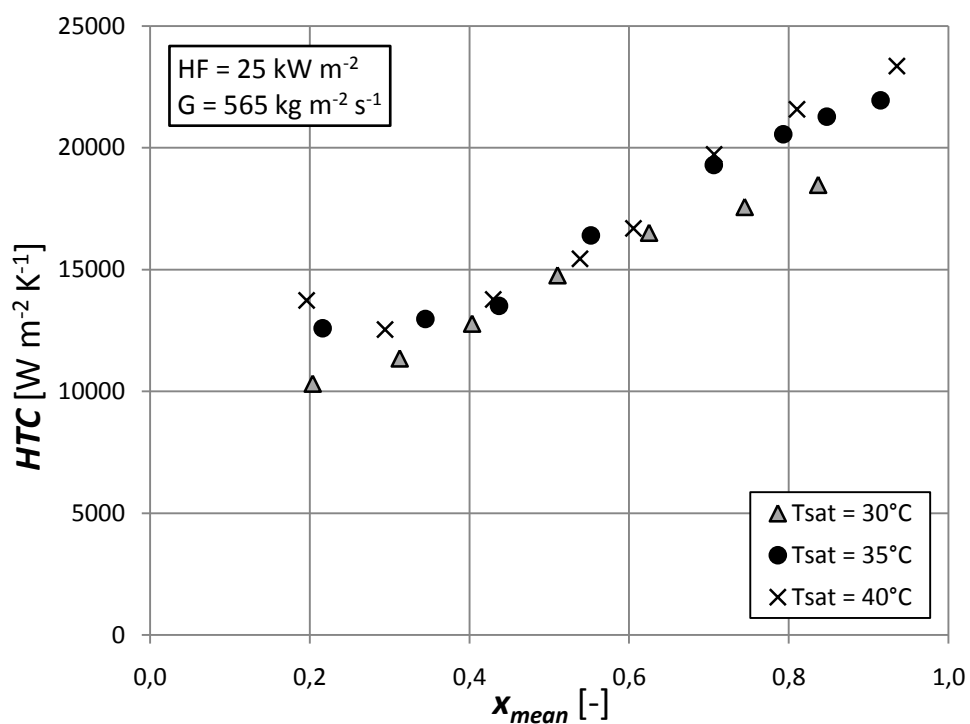


Figura 5.14: Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo medio, con flusso termico specifico imposto pari a $25 kW m^{-2}$, alla portata specifica di $565 kg m^{-2} s^{-1}$, per diverse temperature di saturazione.

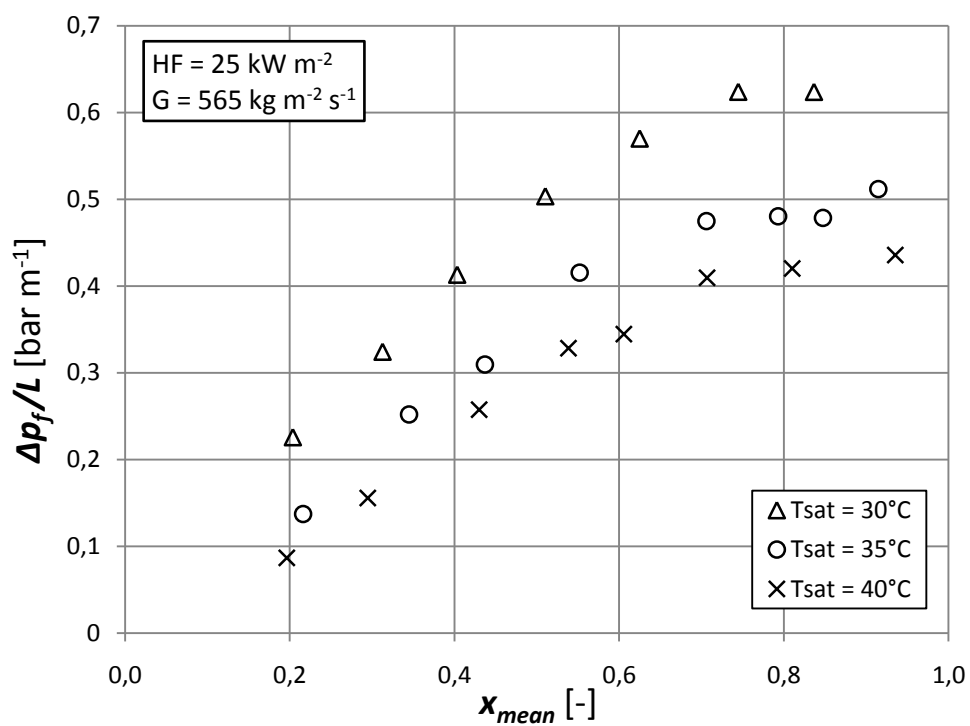


Figura 5.15: Perdite di carico per attrito per unità di lunghezza in funzione del titolo medio, con flusso termico specifico imposto pari a $25 kW m^{-2}$, alla portata specifica di $565 kg m^{-2} s^{-1}$, per diverse temperature di saturazione.

5.4 Prove monofase

Per completare l'analisi del tubo microfin si è deciso di testarne il comportamento anche con fluido in deflusso monofase. Nelle figure 5.16 e 5.17 sono rappresentati il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico per unità di lunghezza (globali in questo caso perché la componente di perdita per variazione della quantità di moto è trascurabile) in funzione della portata specifica G , con i flussi termici specifici 10 e 15 kW m⁻², quando il fluido si trova nelle condizioni di vapore surriscaldato alla pressione di 7,7 bar con un surriscaldamento che va dai 10 ai 20°C.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico, esso risulta globalmente non influenzato dal flusso termico specifico.

Le perdite di carico risultano invece come da aspettativa, crescenti con la portata e indipendenti dal flusso termico specifico.

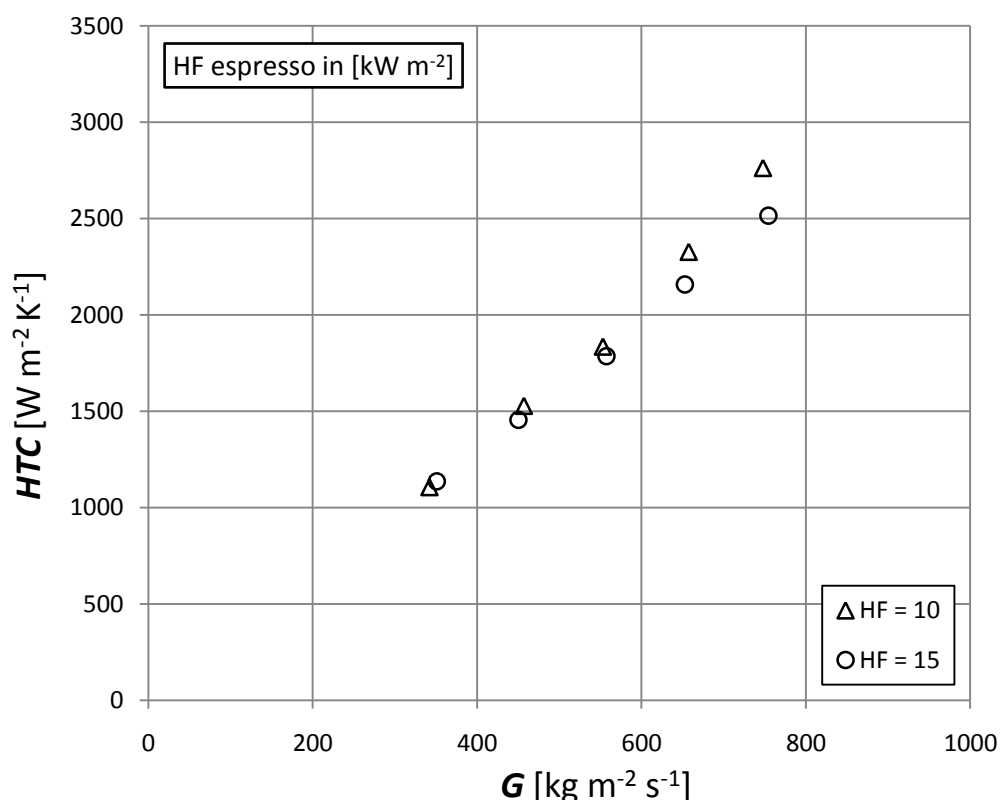


Figura 5.16: Coefficiente di scambio termico in funzione della portata specifica, con vapore surriscaldato alla temperatura di saturazione di 30°C, per diversi flussi termici specifici.

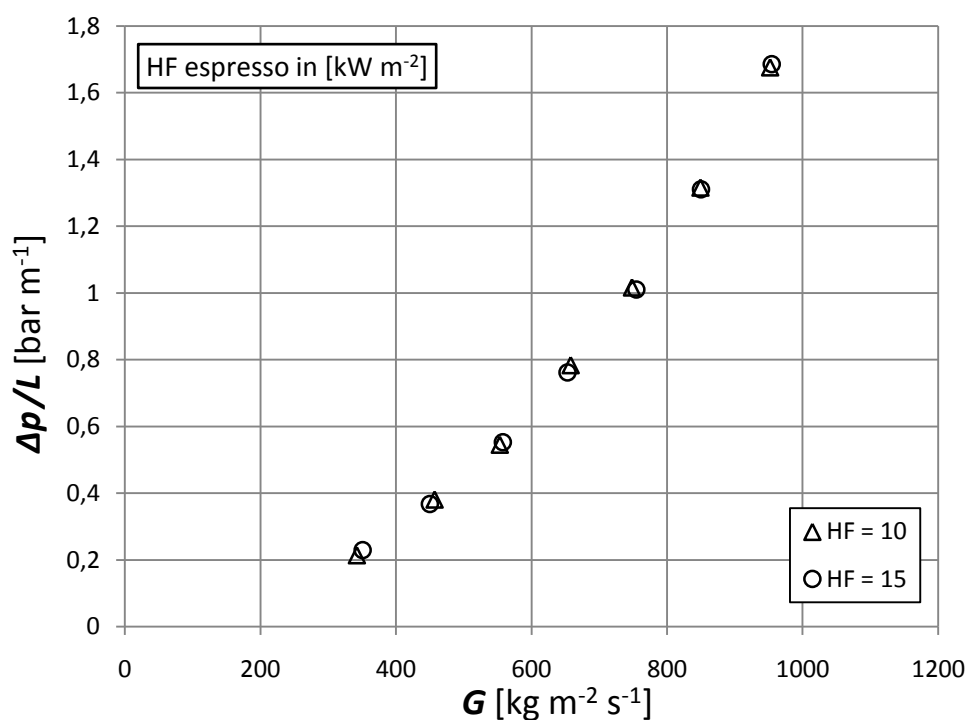


Figura 5.17: Perdite di carico per unità di lunghezza in funzione della portata specifica, con vapore surriscaldato alla pressione di 7,7 bar, per diversi flussi termici specifici.

Infine sono state eseguite alcune prove in liquido sottoraffreddato a 7,7 bar con un sottoraffreddamento dai 2 ai 5°C, al variare della portata e con un flusso termico specifico di 10 kW m⁻², ed è stato calcolato il coefficiente di scambio termico. In figura 5.18 si sono confrontati i due coefficienti di scambio ottenuti con liquido sottoraffreddato e con vapore surriscaldato alle medesime condizioni operative. Come si può osservare per entrambi il coefficiente di scambio termico risulta crescente con la portata e, in particolar modo per basse portate, con liquido sottoraffreddato si registrano valori sensibilmente più alti che con il vapore surriscaldato.

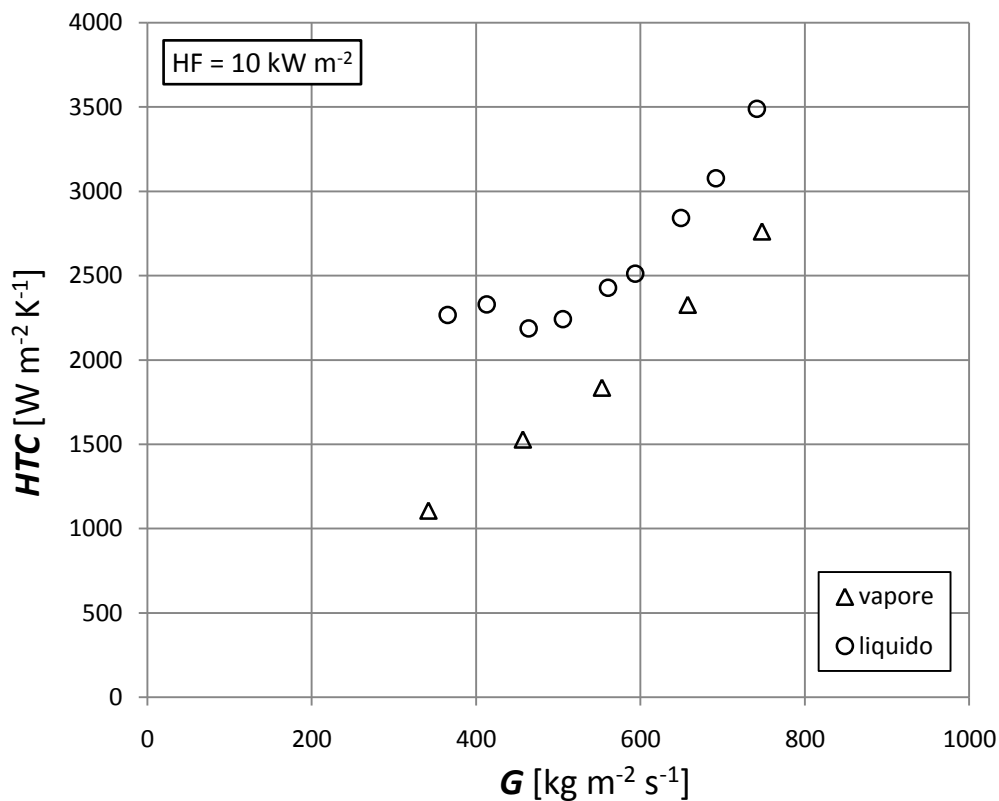


Figura 5.18: Confronto tra il coefficiente di scambio termico con liquido sottoraffreddato e con vapore surriscaldato, pressione di 7,7 bar, con flusso termico specifico di 10 kW m^{-2} , a diverse portate specifiche.

5.5 Verifica dell'eventuale crisi termica

Di solito è possibile riconoscere immediatamente la condizione di crisi termica, ovvero di dryout, semplicemente andando a vedere se nei grafici del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo, la curva presenta una brusca flessione verso il basso. In tutte le prove eseguite non è stato riscontrato alcun crollo del coefficiente di scambio termico. E' stato comunque svolto uno studio sulle deviazioni standard delle temperature di parete, perché in un principio di crisi termica alcune termocoppie potrebbero registrare delle temperature di parete molto variabili nel tempo ma aventi un valor medio costante, come indicato da Del Col e Bortolin [19].

I risultati ottenuti hanno dimostrato che c'è un inizio di dryout per il flusso termico specifico di 50 kW m^{-2} , per tutte e tre le portate specifiche considerate, mentre per gli altri flussi termici specifici non sono riscontrati casi di crisi termica.

Come si può infatti osservare nelle figure dalla 5.19 alla 5.21, per almeno uno dei tre titoli medi (i tre punti con titolo medio maggiore) di ogni set di prove a portata specifica e flusso termico specifico considerati, da una certa termocoppia in poi si registrano deviazioni standard crescenti che superano il valore dell'incertezza di misura della termocoppia, motivo per il quale si può sostenere che in tali punti la temperatura sia molto variabile perché presumibilmente il film di liquido bagna in modo intermittente la superficie interna del tubo microfin, determinando quindi un principio di dryout.

In figura 5.22 è invece riportato l'andamento delle deviazioni standard per la prova a flusso termico specifico 25 kW m^{-2} e portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, presa come caso rappresentativo per tutte le prove in cui non è stata riscontrata la crisi termica.

Si nota come in questo caso per tutti i tre titoli medi considerati non ci sia un'aumento della deviazione standard, che invece assume valori poco variabili e comunque minori dell'incertezza di misura lungo la sezione di prova.

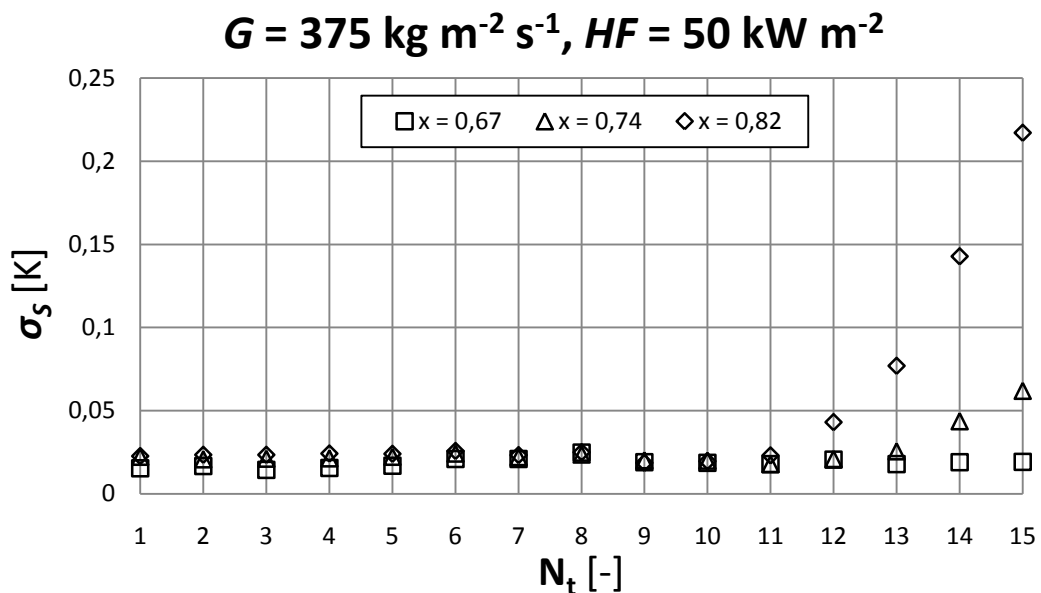


Figura 5.19: Deviazione standard per le quindici termocoppie, per le prove alla portata specifica di $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e flusso termico specifico 50 kW m^{-2} aventi titolo medio nella sezione x pari a 0,67, 0,74, 0,82. La variazione di titolo Δx tra ingresso e uscita è di 0,37.

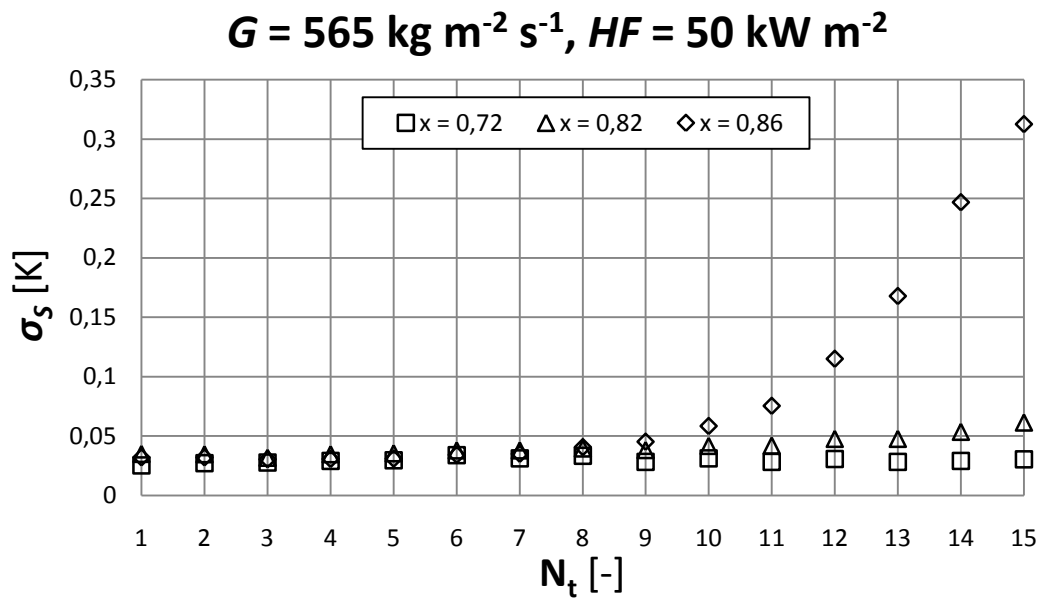


Figura 5.20: Deviazione standard per le quindici termocoppie, per le prove alla portata specifica di $565 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e flusso termico specifico 50 kW m^{-2} aventi titolo medio nella sezione x pari a 0,72, 0,82, 0,86. La variazione di titolo Δx tra ingresso e uscita è di 0,24.

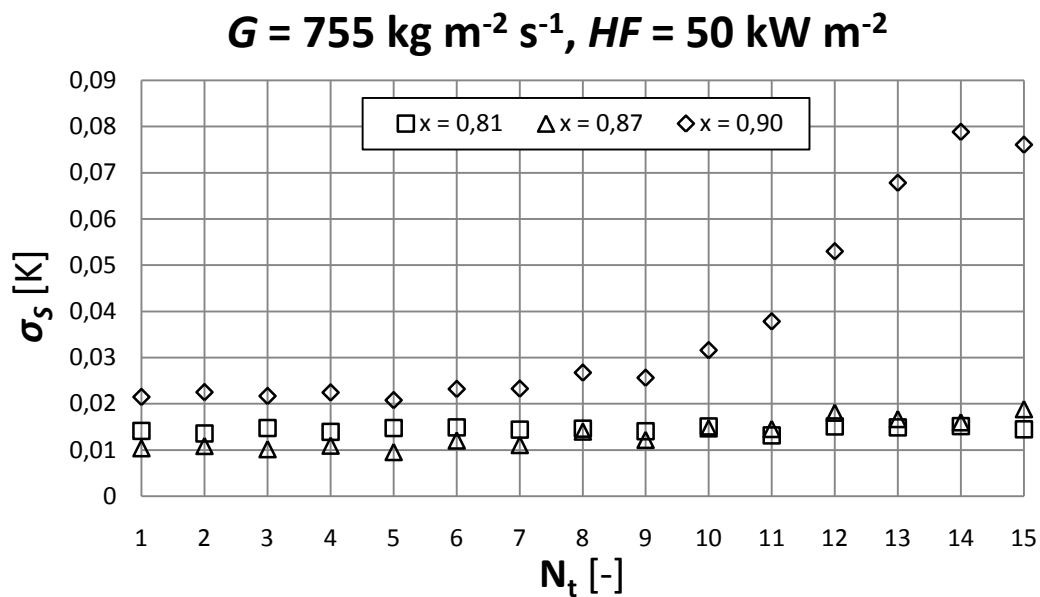


Figura 5.21: Deviazione standard per le quindici termocoppie, per le prove alla portata specifica di $755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e flusso termico specifico 50 kW m^{-2} aventi titolo medio nella sezione x pari a 0,81, 0,87, 0,90. La variazione di titolo Δx tra ingresso e uscita è di 0,18.

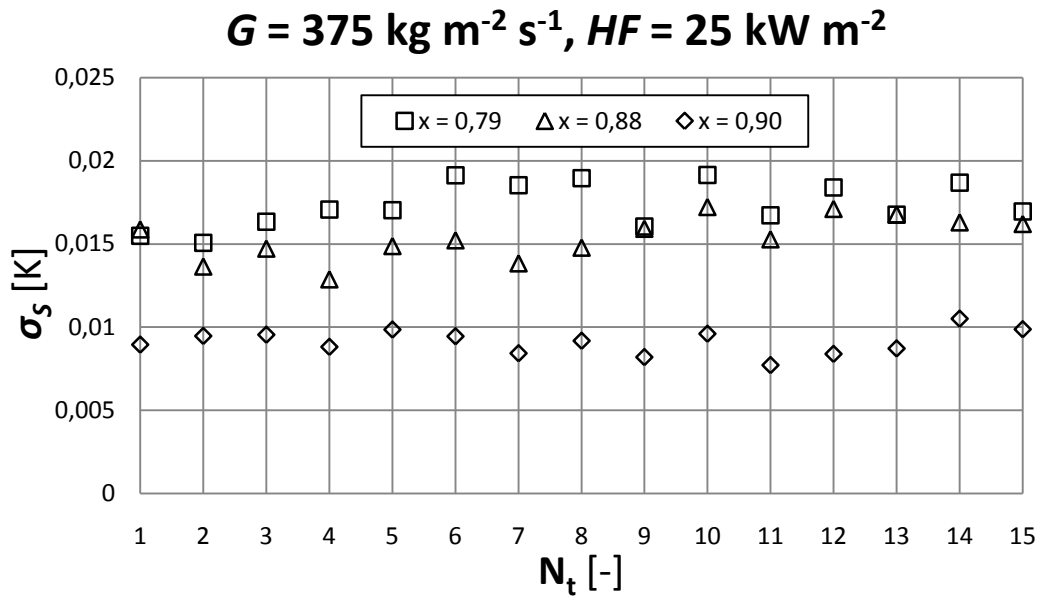


Figura 5.22: Deviazione standard per le quindici termocoppie, per le prove alla portata specifica di $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e flusso termico specifico 25 kW m^{-2} aventi titolo medio nella sezione x pari a 0,79, 0,88, 0,90. La variazione di titolo Δx tra ingresso e uscita è di 0,18.

Con i valori ottenuti si è infine calcolato il titolo alla quale avviene il dryout x_{do} per le prove in cui si è manifestato (tabella 5.1), con la relazione:

$$x_{do} = x_{in} + \Delta x \cdot \frac{n}{15} \quad (5.1)$$

dove x_{in} è il titolo che ha la miscela bifase in ingresso alla sezione e Δx è la variazione di titolo tra ingresso e uscita dalla sezione, mentre con n si è indicato il numero della termocoppia alla quale la deviazione standard inizia ad aumentare in modo evidente.

<i>G</i> [kg m ⁻² s ⁻¹]	<i>HF</i> [kW m ⁻²]	Δx [-]	x_{do} [-]
375	50	0,37	0,90
			0,93
565	50	0,24	0,90
			0,92
755	50	0,18	0,96

Tabella 5.1: Titoli di dryout calcolati per le prove in cui si è manifestato.

5.6 Analisi dell'andamento delle temperature di parete con COMSOL

In tutte le prove eseguite si è considerato una temperatura di parete costante lungo tutta la superficie del tubo e pari al valore medio misurato con le termocoppie.

Questa risulta essere una semplificazione per diverse ragioni:

- La termocoppia non misura esattamente la temperatura della parete a contatto con il fluido perché il foro entro cui è posta arriva a 0,5 mm dal diametro esterno del tubo microfin;
- Il flusso termico specifico è applicato sulla superficie inferiore della sezione, per cui sarà presente un gradiente di temperatura dal basso verso l'alto grazie al quale le temperature delle pareti inferiore, superiore e laterali del tubo microfin saranno diverse;
- Le temperature di parete calano verso il senso di moto del fluido a causa delle perdite di carico che fanno diminuire la temperatura di saturazione lungo la sezione;
- Il coefficiente di scambio termico varia lungo la sezione a causa della variazione del titolo.

Per capire quanto queste approssimazioni abbiano inciso sui risultati ottenuti, abbiamo deciso di svolgere una simulazione con il software COMSOL [32] per vedere quanto variano effettivamente le temperature nei diversi punti della sezione.

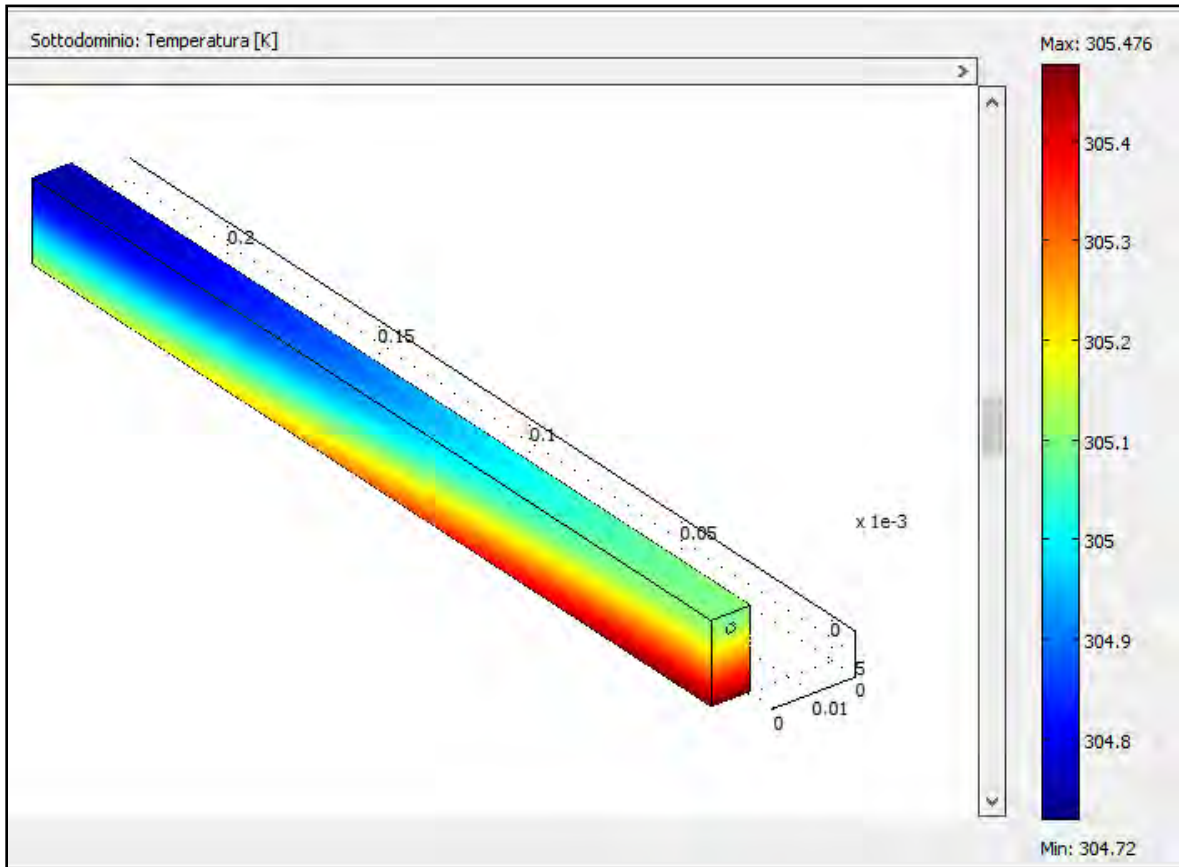


Figura 5.23: Simulazione fatta con COMSOL con il modello 1, rappresentante l'andamento delle temperature sulla sezione per la prova a flusso termico specifico 10 kW m^{-2} , portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo medio 0,34.

Con tale programma è possibile ricostruire un oggetto solido, composto anche da più parti, associare ad ogni parte determinate caratteristiche fisiche e infine impostare delle condizioni al contorno che riproducano una certa situazione fisica che si vuole simulare: è stata fatta un'analisi sulle temperature, quindi una volta eseguita la simulazione, si sono valutate puntualmente le temperature di maggior interesse.

In figura 5.23 è proposto il risultato di una delle simulazioni, fatta rappresentando la sezione con un modello geometrico che è stato chiamato "modello 1", per distinguerlo dagli altri modelli utilizzati che saranno presentati in seguito, ovvero un parallelepipedo di

10x20x225 mm, con un foro centrale di diametro 2,4 mm con il centro posto a 3,5 mm dalla faccia superiore che rappresenta la superficie interna del tubo microfin. Al solido sono state date le caratteristiche fisiche del rame, mentre alle superfici interne del foro abbiamo associato due funzioni lineari con la lunghezza, ricavate volta per volta per ogni prova: una decrescente per la temperatura di saturazione, ricavata dall'andamento delle perdite di carico sperimentali, l'altra crescente per il coefficiente di scambio termico, ricavata dall'andamento dei valori sperimentali dello stesso. Si è poi applicato sulla superficie inferiore del parallelepipedo il flusso termico corretto relativo ad ogni prova eseguita: così facendo sono state riprodotte le condizioni di scambio termico che avvengono tra la sezione e il refrigerante.

Con il modello 1 sono stati simulati in tutto sei casi a flussi termici specifici, titoli e portate specifiche diversi: nelle figure dalla 5.24 alla 5.29 sono riportati, per ogni caso, i valori delle temperature di parete misurate sperimentalmente e quelle ottenute con la simulazione, esattamente negli stessi quindici punti dove erano poste le termocoppie, ovvero sotto al tubo microfin a 0,5 mm dal diametro esterno ed equidistanti lungo la sezione.

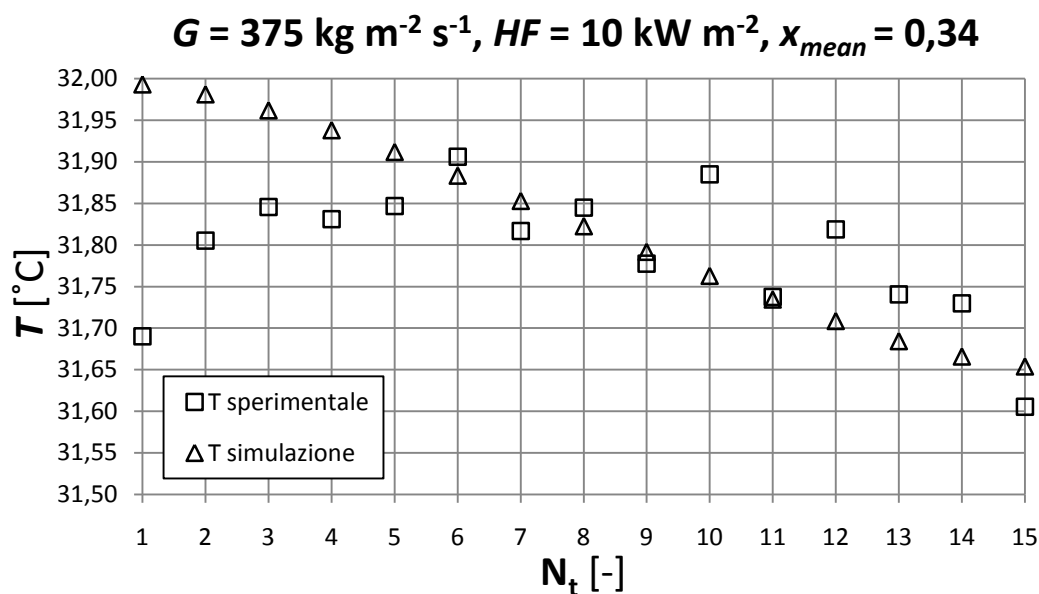


Figura 5.24: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 10 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,34.

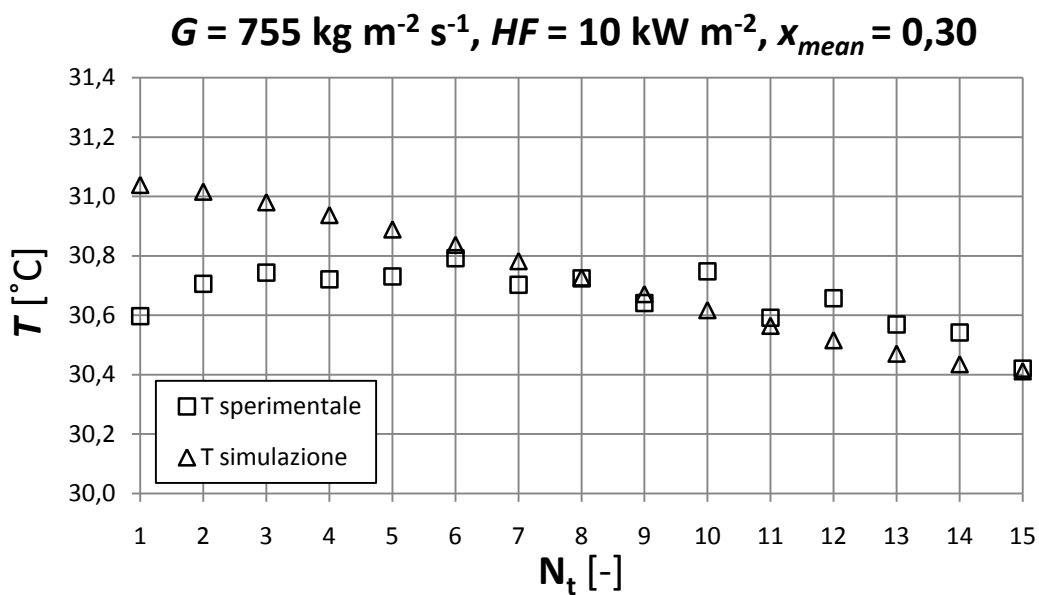


Figura 5.25: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 10 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,30.

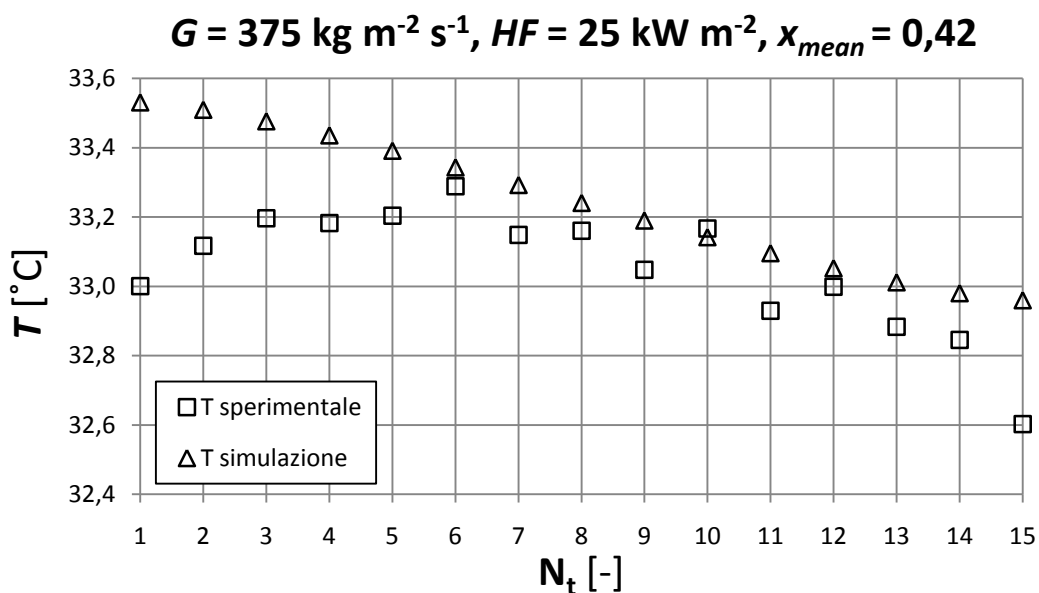


Figura 5.26: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 25 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,42.

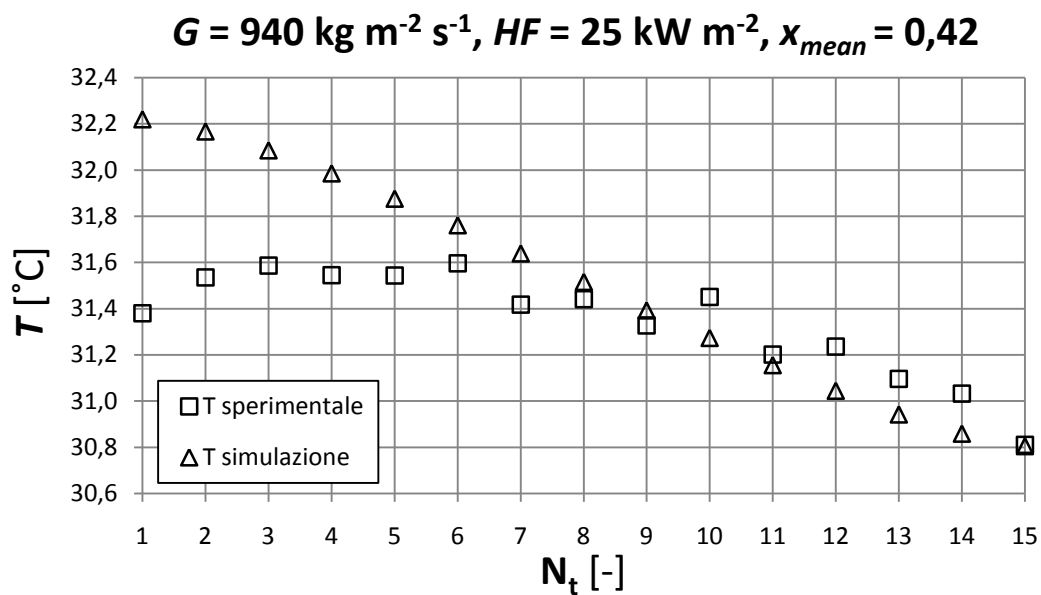


Figura 5.27: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $940 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 25 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,42.

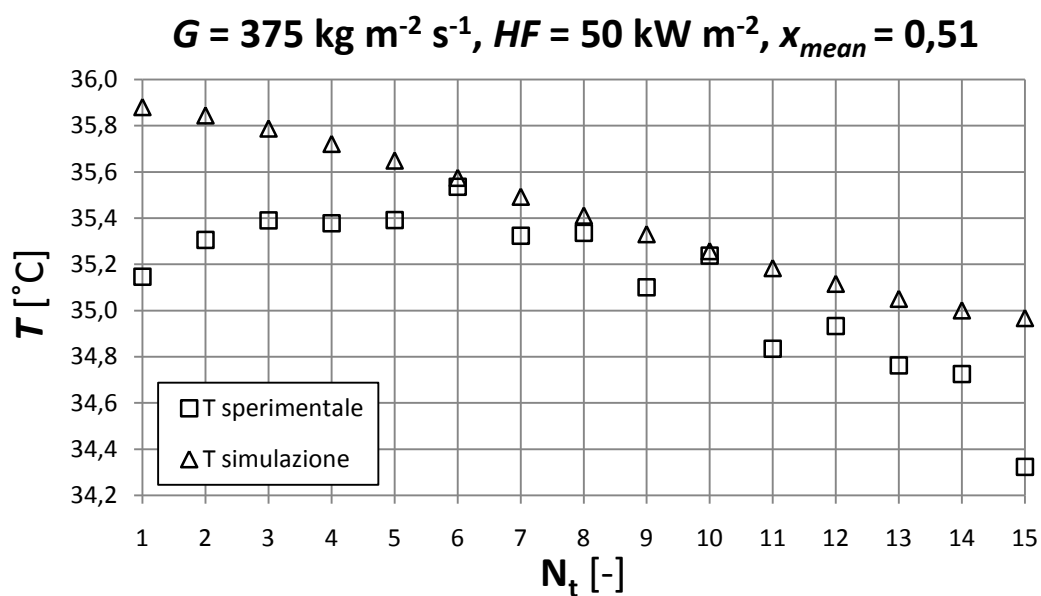


Figura 5.28: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 50 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,51.

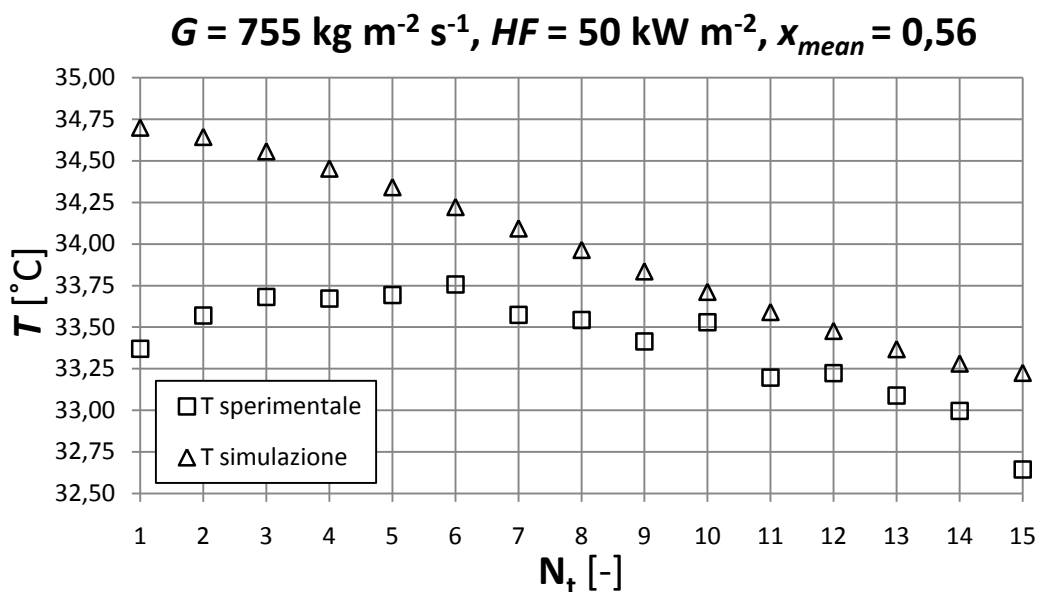


Figura 5.29: Valori di temperatura nei punti di posizionamento delle termocoppie, misurati sperimentalmente e ottenuti tramite la simulazione fatta con COMSOL per il caso a portata specifica $755 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, flusso termico specifico 50 kW m^{-2} e titolo medio nella sezione pari a 0,56.

Come si può notare dai risultati ottenuti, non c'è grande discordanza tra i valori ottenuti dalle simulazioni e quelli sperimentali, che differiscono nella maggioranza dei casi di meno di $0,5^\circ\text{C}$, valore tutto sommato accettabile: solo nelle prove a flusso termico specifico 50 kW m^{-2} le differenze tra prove sperimentali e simulazione per alcune termocoppie supera il grado centigrado.

Riproponendo le medesime condizioni operative, oltre a questi confronti, sono state eseguite altre due valutazioni (questa volta solo per tre casi): in una sono state valutate le differenze di temperatura in una generica sezione del tubo, tra il punto dove è posta la termocoppia (punto 1 di figura 5.30) e altri tre punti disposti ai lati e sopra al foro, anch'essi distanti 0,5 mm dal diametro esterno (punti 2, 3, 4 di figura 5.30); nell'altra abbiamo valutato la temperatura nel punto sopra alla termocoppia in corrispondenza del diametro interno del foro (punto 5 figura 5.30).

Nel primo caso sono stati riscontrati valori diversi ma con variazioni piuttosto contenute, nell'altro sono state ottenute due temperature praticamente uguali, considerando che l'incertezza della termocoppia vale $0,05^\circ\text{C}$: i risultati delle tre simulazioni eseguite sono riportati in tabella 5.2.

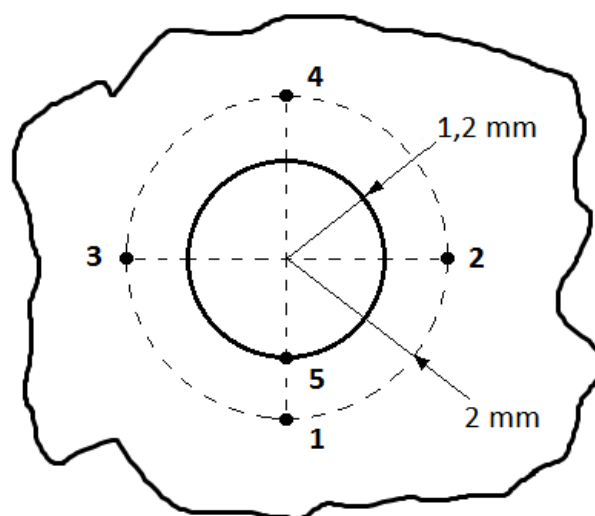


Figura 5.30: Disposizione dei punti attorno al foro, in una generica sezione del modello, in cui è stata valutata la temperatura: 1 è il punto dove si misura la temperatura con le termocoppie; 2, 3, 4, 5 sono gli altri punti di interesse valutati con la simulazione.

Questo significa che nelle prove sperimentali anche se non viene misurata esattamente la temperatura sulla superficie interna del tubo microfin, l'errore commesso è trascurabile, così come nel considerare le temperature di parete uguali circonferenzialmente al tubo, essendo la differenza massima pari a 0,3 K nel caso a flusso termico specifico 50 kW m^{-2} , a fronte di una differenza di temperatura tra parete e refrigerante di circa 4 K.

<i>G</i> [kg m ⁻² s ⁻¹]	<i>HF</i> [kW m ⁻²]	<i>x_{mean}</i> [-]	<i>T</i> [°C]				
			Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4	Punto 5
375	10	0,30	31,82	31,79	31,79	31,76	31,80
375	25	0,42	33,24	33,15	33,15	33,08	33,19
755	50	0,56	33,97	33,79	33,79	33,65	33,85

Tabella 5.2: Valori di temperatura su diversi punti attorno al foro, ottenuti simulando tre casi a portata specifica, flusso termico specifico e titolo differenti.

Come visto dalle simulazioni eseguite, le assunzioni fatte nell'elaborazione dei dati sperimentali non hanno portato a grandi inesattezze nei calcoli.

Il modello utilizzato nelle simulazioni, non rappresenta però molto fedelmente la sezione sperimentale nella realtà, ma anzi ne è una semplificazione.

La sezione sperimentale infatti, non è un blocco di rame forato all'interno del quale passa il refrigerante, bensì il tubo microfin è inserito e saldato con la pasta saldante "Castolin" all'interno di una cava profonda 5 mm e larga 3,2 mm: la pasta saldante ha una conducibilità termica inferiore di quella del rame, per cui conduce meno il calore che arriva dalla base.

Si è allora provato a rappresentare la sezione con altri due modelli, il modello 2 e il modello 3, raffigurati in figura 5.31 (assieme al modello 1), per capire quanto anche la scelta del modello possa essere influente nelle simulazioni effettuate.

Nel modello 2 si è ricostruito il piatto di rame con la cava, in cui è inserito un altro solido rappresentante la pasta saldante. A questo è stato associato il valore di conducibilità termica fornito dal costruttore pari a $43 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ (quasi un decimo di quella del rame), ed il tubo microfin è stato ancora schematizzato da un foro di diametro 2,4 mm.

Nel modello 3 la sezione è stata invece rappresentata come nel modello 1, con la differenza che è stata inserita attorno al foro anche la pasta saldante, in una corona circolare di 0,3 mm.

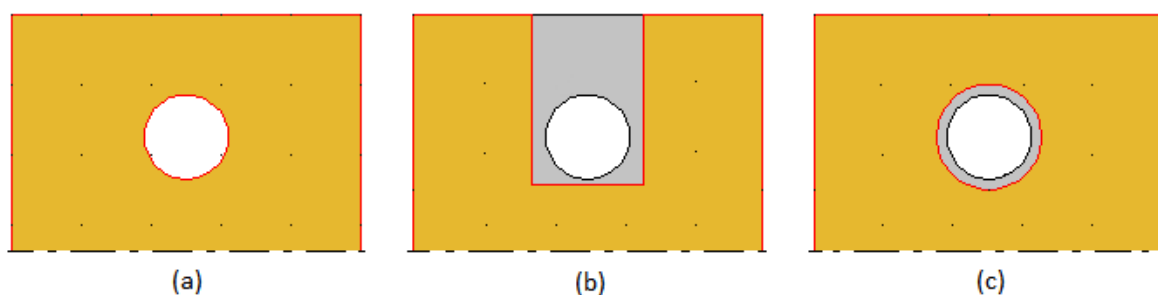


Figura 5.31: Vista frontale della parte superiore della sezione sperimentale, rappresentata con COMSOL mediante il modello 1 (a), il modello 2 (b) e il modello 3 (c).

E' stata allora eseguita una prova a flusso termico specifico 50 kW m^{-2} , portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo medio nella sezione 0,51, per ognuno dei tre modelli, riportando nel grafico di figura 5.32 la differenza di temperatura tra le misurazioni fatte in laboratorio lungo la sezione per le quindici termocoppie e le temperature delle simulazioni valutate nei medesimi punti.

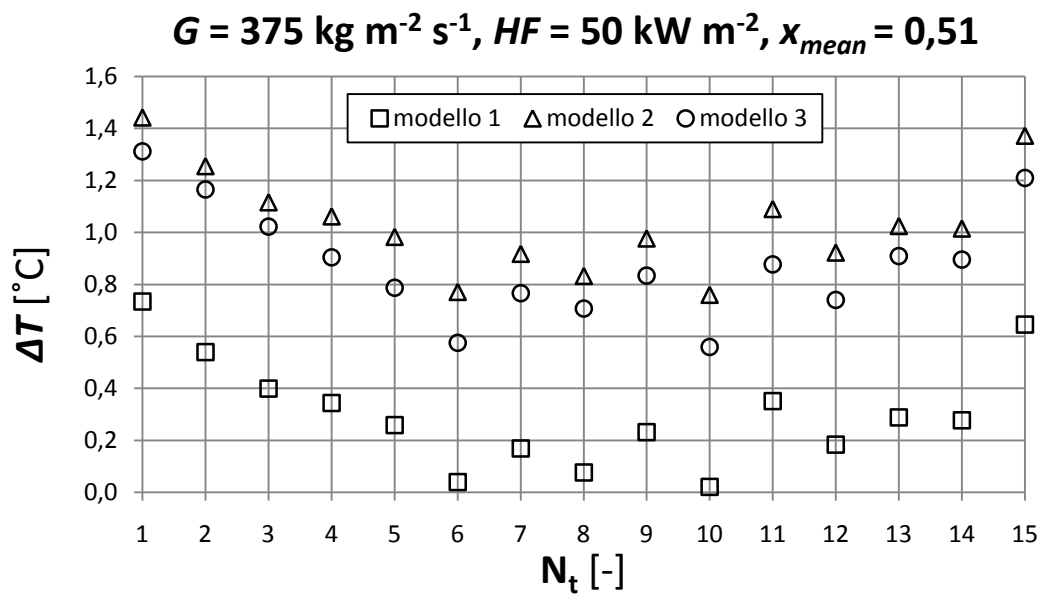


Figura 5.32: Differenza di temperatura per ogni termocoppia tra i valori misurati e i valori ottenuti dalle simulazioni fatte con COMSOL con il modello 1, il modello 2 e il modello 3, nel caso a flusso termico specifico 50 kW m^{-2} , portata specifica $375 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo medio pari a 0,51.

I dati ottenuti dimostrano che il modello con cui si ottengono valori di temperatura più vicini a quelli sperimentali è il modello 1, seguito dal modello 3 e infine dal modello 2.

Si nota inoltre che, la scelta del modello cambia in modo significativo i risultati: con i modelli 2 e 3 le temperature ottenute sono maggiori, e questo è in accordo col fatto che è stata inserita al loro interno una zona a conducibilità termica inferiore del rame, che fa quindi aumentare la temperatura puntuale.

Capitolo 6

Confronto con modelli numerici

In questa sezione saranno presentate alcune correlazioni derivanti da studi presenti in letteratura, con le quali è possibile calcolare il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico per attrito in tubo liscio o in un tubo microfin, per diverse condizioni di lavoro. I valori calcolati con i modelli saranno poi confrontati con i dati sperimentali, così da valutare l'efficacia di previsione del modello, se è per i tubi microfin, oppure più semplicemente per mettere a confronto le prestazioni del tubo microalettato oggetto di studio con un analogo tubo liscio.

6.1 Confronto con i tubi lisci

Per mettere a confronto i coefficienti di scambio termico e le perdite di carico per attrito ottenuti in laboratorio con quelli calcolati dai modelli per tubo liscio, sono stati definiti due fattori chiamati “fattore di incremento dello scambio termico” FI e “fattore di penalizzazione delle perdite di carico per attrito” FP, così definiti:

$$FI = \frac{HTC_{SPER}}{HTC_{MOD}} \quad (6.1)$$

$$FP = \frac{\Delta p_{f,SPER}}{\Delta p_{f,MOD}} \quad (6.2)$$

dove il pedice *SPER* sta per “sperimentale” e *MOD* sta per “calcolato con il modello”.

Prima di procedere, si è innanzitutto calcolato il titolo di dryout previsto per il tubo liscio tramite il modello di Kim e Mudawar [20], ed escluso quindi dal confronto tutti i punti per

i quali risultava che il tubo liscio andasse in dryout, perché in tal caso il confronto non avrebbe avuto senso.

Calcolati dunque i due fattori per i rimanenti punti di lavoro, si sono costruiti alcuni grafici per capire come questi siano influenzati da parametri come la portata specifica, il flusso termico specifico e il titolo, ovvero per comprendere in quali condizioni le prestazioni di un tubo microfin siano migliori di quelle di un tubo liscio.

6.1.1 Confronto con il modello di Shah [21,22] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Il modello proposto da Shah [21,22] è valido per il calcolo del coefficiente di scambio termico in evaporazione su tubi lisci, ed è stato ricavato prendendo in considerazione oltre ottocento punti da studi sperimentali su diversi fluidi e tubi orizzontali o verticali di varia grandezza e forma.

Shah definisce i seguenti numeri adimensionali:

$$Fr_{LO} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \quad (6.3)$$

$$C_0 = \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (6.4)$$

$$N = \begin{cases} 0,38 C_0 (Fr_{LO})^{-0,3} & per \quad Fr_{LO} < 0,4 \\ C_0 & per \quad Fr_{LO} > 0,4 \end{cases} \quad (6.5)$$

$$B_0 = \frac{q}{G r} \quad (6.6)$$

che sono nell'ordine: Fr_{LO} il numero di Froude considerando che tutta la portata che scorre sia liquida, C_0 ed N il numero ed il coefficiente di convezione e B_0 il numero di ebollizione.

Il coefficiente di scambio termico sul perimetro del tubo sarà il maggiore tra il contributo dovuto alla convezione forzata bifase α_C e quello dovuto all'ebollizione nucleata α_{EN} , calcolati con le seguenti espressioni:

$$\alpha_C = 1,8 N^{-0,8} \alpha_L \quad (6.7)$$

$$\alpha_{EN} = \begin{cases} 230 B_0^{0,5} \alpha_L & \text{per } N > 1 \quad B_0 > 0,00003 \\ (1 + 46 B_0^{0,5}) \alpha_L & \text{per } N > 1 \quad B_0 < 0,00003 \\ C B_0^{0,5} \exp(2,74 N^{-0,1}) \alpha_L & \text{per } 0,1 < N < 1 \\ C B_0^{0,5} \exp(2,74 N^{-0,15}) \alpha_L & \text{per } 0,1 < N < 1 \end{cases} \quad (6.8)$$

dove C è una costante che vale 14,7 se $B_0 > 0,0011$ e 15,43 se $B_0 < 0,0011$, mentre α_L è il coefficiente di scambio termico realizzato dalla fase liquida fluente nel tubo con la sua portata, calcolabile con l'equazione di Dittus-Boelter come:

$$\alpha_L = 0,023 (Re_L)^{0,8} (Pr_L)^{0,4} \frac{\lambda_l}{D} \quad (6.9)$$

dove:

$$Re_L = \frac{G (1 - x) D}{\mu_l} \quad (6.10)$$

$$Pr_L = \frac{c_{p,l} \mu_l}{\lambda_l} \quad (6.11)$$

sono i numeri di Reynolds e Prandtl per la fase liquida.

Nelle figure 6.1, 6.2, 6.4, sono rappresentati i fattori di incremento dello scambio termico ottenuti per ogni punto sperimentale in funzione della portata specifica, del titolo medio e del flusso termico specifico. Solo per pochissimi punti il fattore di incremento risulta minore di 1, quindi in pratica per la maggior parte dei casi il coefficiente di scambio termico realizzato dal tubo microfin è pari o maggiore a quello del tubo liscio.

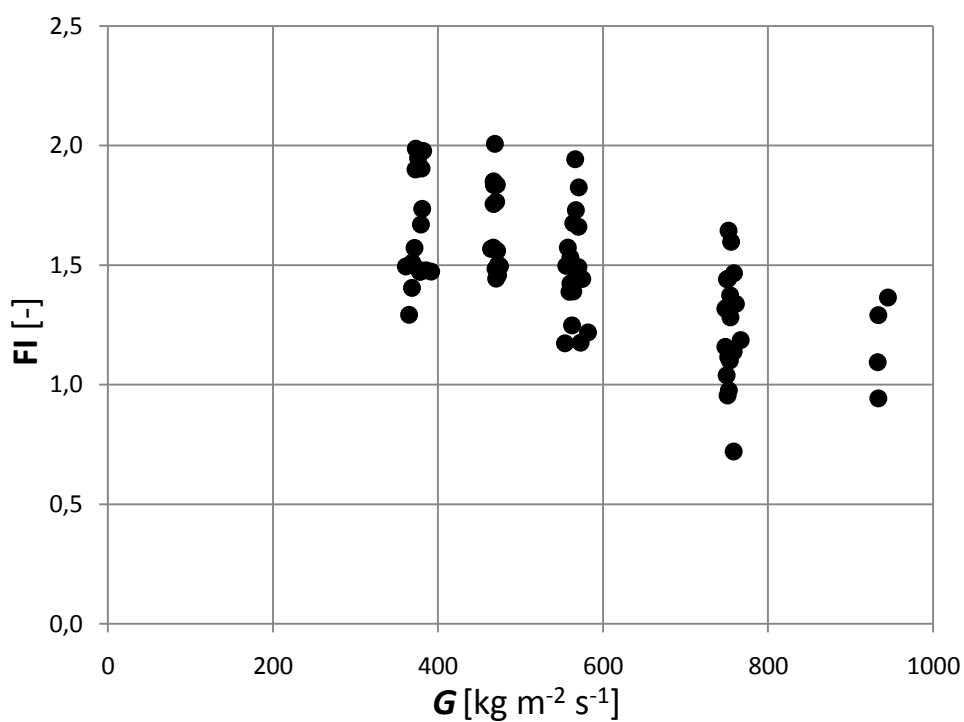


Figura 6.1: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione della portata specifica con il modello di Shah [21,22].

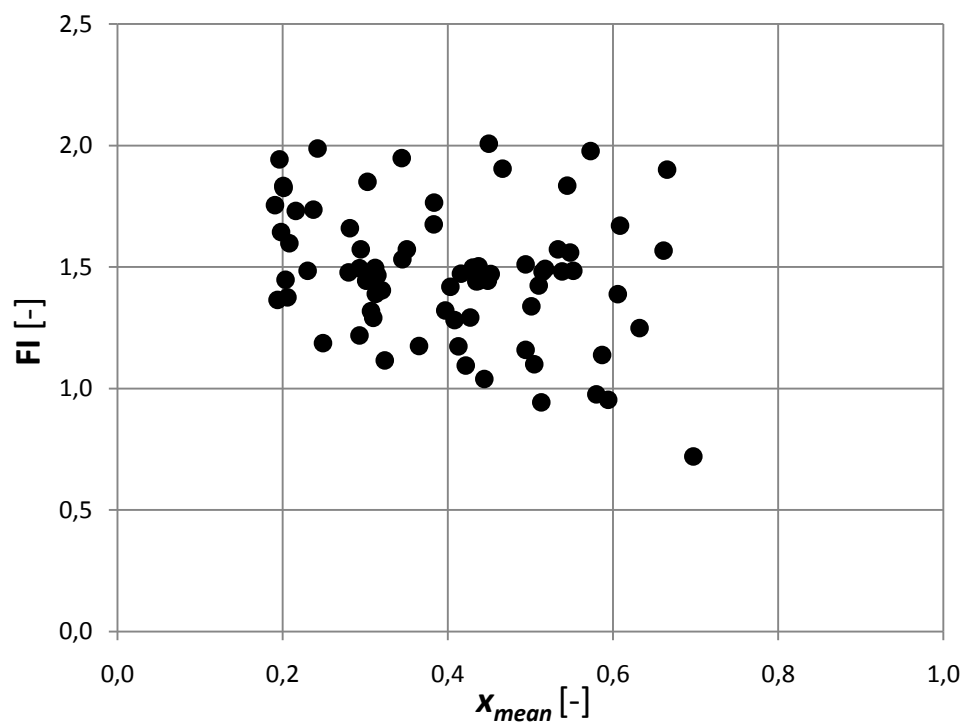


Figura 6.2: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione del titolo medio con il modello di Shah [21,22].

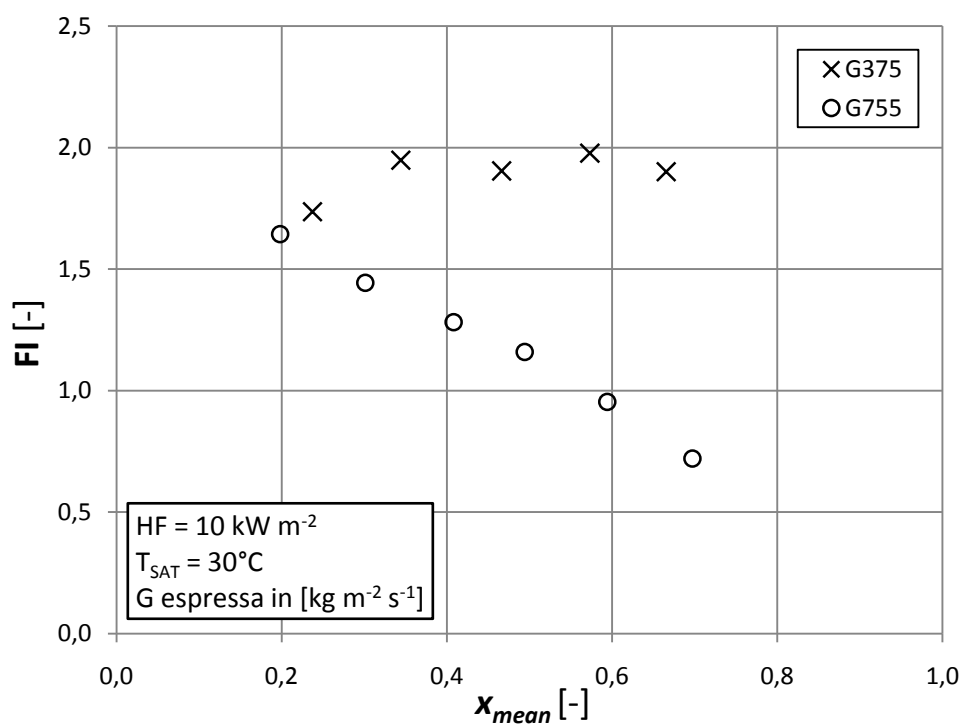


Figura 6.3: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione del titolo medio con il modello di Shah [21,22], per il flusso termico specifico di 10 kW m^{-2} e le portate specifiche di 375 e $755 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

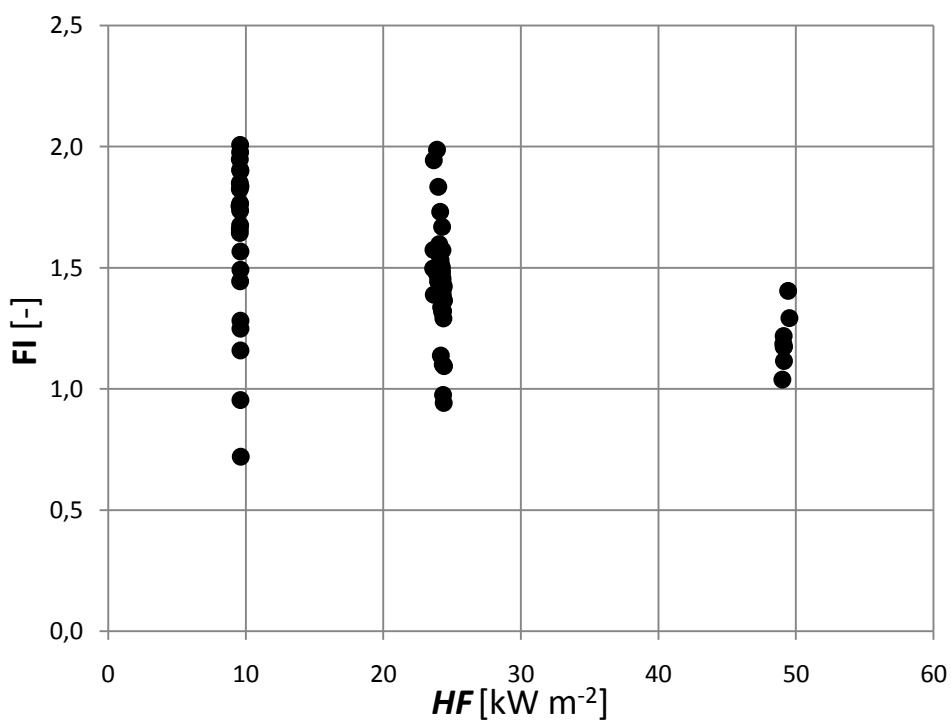


Figura 6.4: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione del flusso termico specifico con il modello di Shah [21,22].

Si può inoltre aggiungere che c'è una certa tendenza ad ottenere fattori di incremento dello scambio termico più alti per basse portate, bassi titoli e bassi flussi termici specifici: per tali condizioni le prestazioni del tubo microfin sono di gran lunga migliori del liscio, fino ad ottenere un coefficiente di scambio termico doppio di questo.

In figura 6.3 si nota peraltro che a basse portate specifiche e a bassi flussi termici specifici il fattore di incremento dello scambio termico rimane circa costante con il titolo medio.

Mediamente il fattore di incremento si attesta al valore di 1,47: in altre parole il tubo microfin realizza un coefficiente di scambio termico mediamente maggiore del 47% rispetto a quello di un analogo tubo liscio.

6.1.2 Confronto con il modello di Tran et al. [23] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

La correlazione di Tran et al. [23], sviluppata con dati raccolti per tubi circolari e rettangolari di piccolo diametro, consente di calcolare il coefficiente di scambio termico in evaporazione per tubi lisci quando il processo è dominato dal meccanismo di ebollizione nucleata.

Il modello infatti non tiene conto della componente del coefficiente di scambio termico dovuta alla convezione forzata.

Il coefficiente di scambio termico secondo Tran è calcolato come segue:

$$\alpha = (8,4 \times 10^{-5}) (B_0^2 We_{L0})^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,4} \quad (6.12)$$

con:

$$We_{L0} = \frac{G^2 D}{\rho_l \sigma} \quad (6.13)$$

dove We_{L0} è il numero di Weber assumendo che tutto il fluido che scorre sia liquido.

Anche in questo caso è stato valutato come varia il fattore di incremento dello scambio termico con portata specifica, titolo e flusso termico specifico (figure 6.5, 6.6, 6.7).

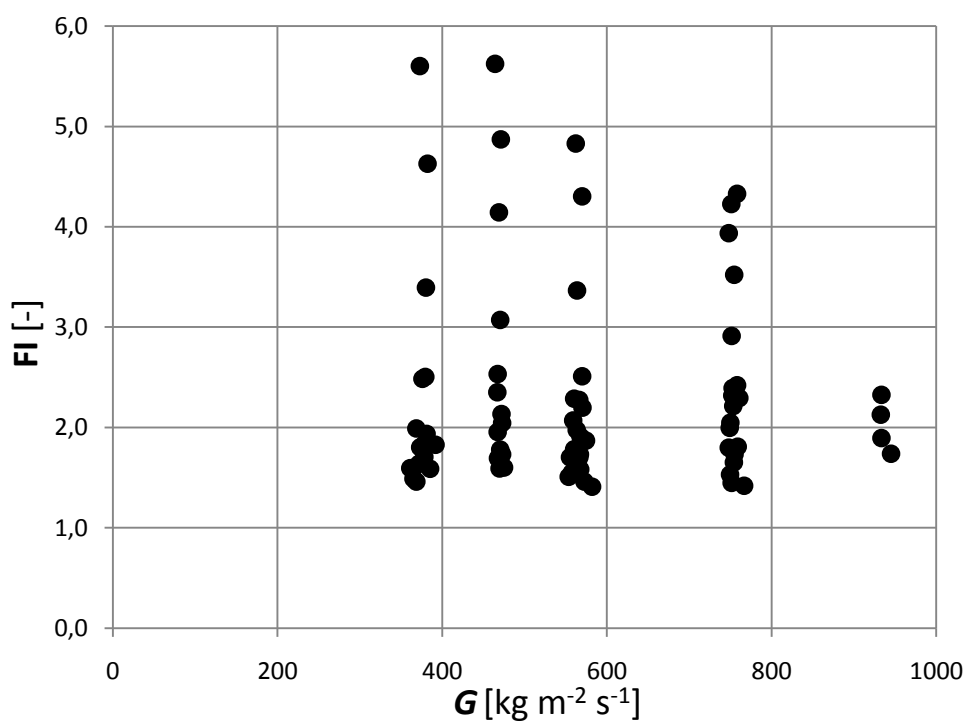


Figura 6.5: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione della portata specifica con il modello di Tran et al. [23].

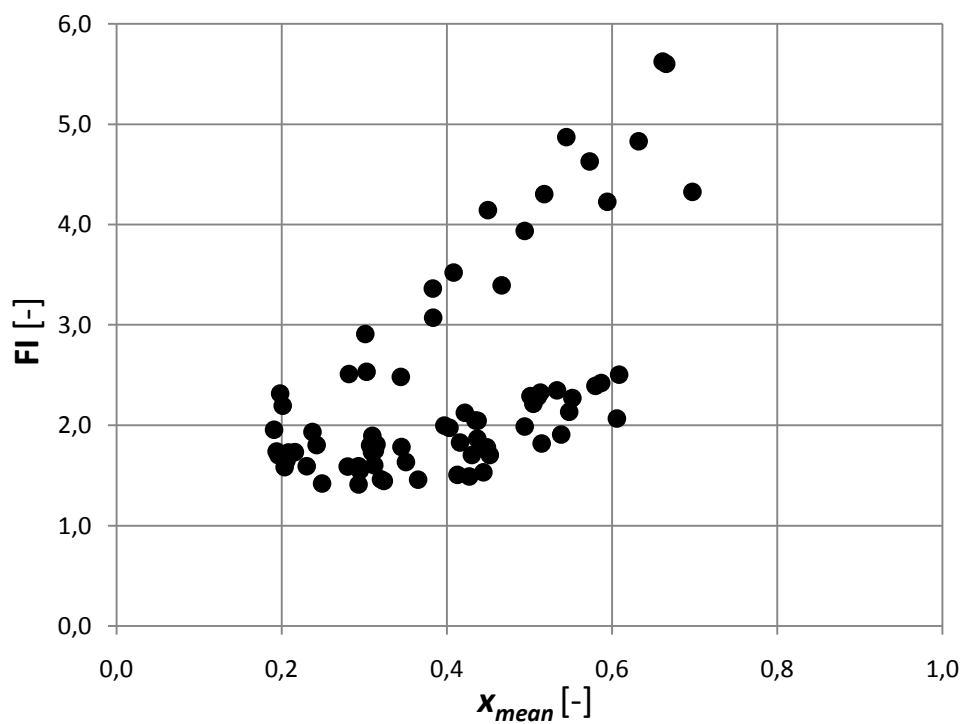


Figura 6.6: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione del titolo medio con il modello di Tran et al. [23].

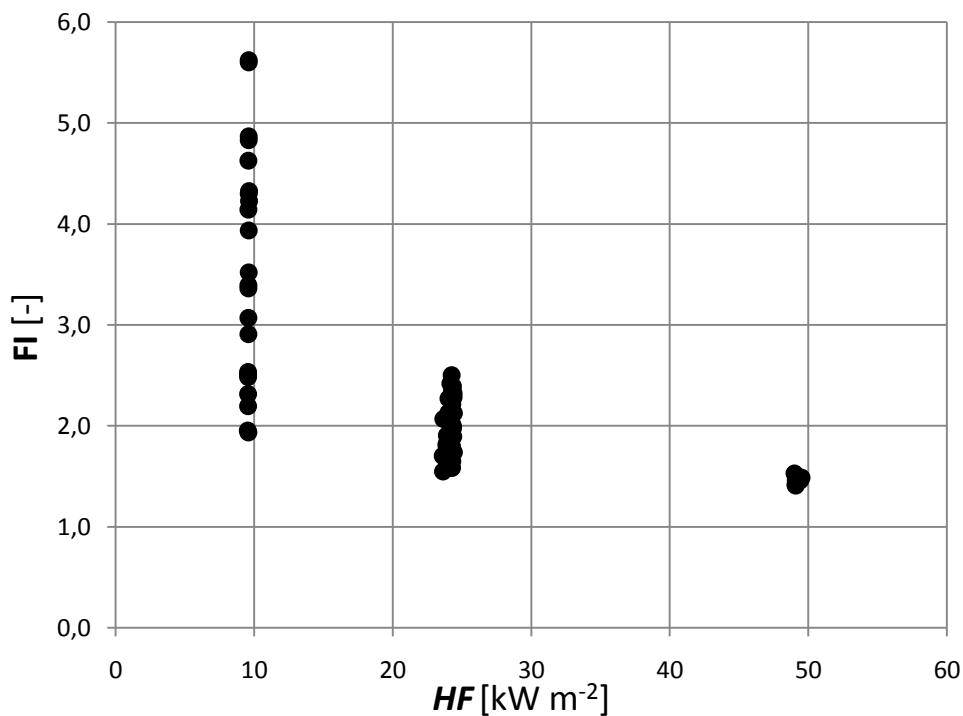


Figura 6.7: Fattore di incremento dello scambio termico in funzione del flusso termico specifico con il modello di Tran et al. [23].

Come visto in precedenza, i fattori di incremento migliori sono ottenuti per portate specifiche e flussi termici specifici bassi, con la differenza che qui i valori ottenuti sono molto maggiori di prima perché Tran et al. [23] escludono la componente di convezione forzata e quindi sottostimano il coefficiente di scambio termico del tubo liscio.

Calcolando infatti il valore medio di FI ci risulta pari a 2,35, ben maggiore di quello calcolato con il modello di Shah [21,22].

Al contrario di quanto visto prima invece, si ottengono fattori di incremento dello scambio termico maggiori ad alti titoli: questo è chiaramente dovuto al fatto che la sottostima è maggiore proprio in questa zona, perché è proprio qui che la componente di convezione forzata diventa molto importante rispetto a quella di ebollizione nucleata sul coefficiente di scambio termico globale.

6.1.3 Confronto con il modello di Lopez-Belchì et al. [24] per il calcolo delle perdite di carico per attrito

Lopez-Belchì et al. [24] hanno sviluppato un modello per il calcolo delle perdite di carico in un flusso bifase basandosi su oltre trecento dati sperimentali ottenuti studiando la condensazione dei fluidi R134a, R32 e R1234yf all'interno di minicanali rettangolari di 1,16 mm di diametro idraulico.

L'equazione proposta per il calcolo del gradiente di pressione per attrito bifase è la seguente:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp} = \Phi_l^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_l \quad (6.14)$$

dove Φ_l rappresenta il moltiplicatore bifase d'attrito della fase liquida:

$$\Phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (6.15)$$

e con:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l = \frac{G^2(1-x)^2}{2 D \rho_l} f_l \quad (6.16)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{G^2 x^2}{2 D \rho_g} f_g \quad (6.17)$$

dove f_{liq} e f_{gas} sono i fattori d'attrito monofase calcolati applicando le proprietà e la portata della fase liquida o gas nelle seguenti equazioni:

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re} & \text{per } Re \leq 2000 \\ 0,25 \left[\log \left(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re} \right) \right]^{-2} & \text{per } Re \geq 3000 \\ (1,1525 Re + 895) \cdot 10^{-5} & \text{per } 2000 < Re < 3000 \end{cases} \quad (6.18)$$

Il parametro di Martinelli X è calcolato come:

$$X = \sqrt{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l / \left(\frac{dp}{dz}\right)_g} \quad (6.19)$$

e il parametro di Chisholm C con la seguente espressione:

$$C = 4,6468 \cdot 10^{-6} \left(\frac{p}{p_{crit}}\right)^{5,5866} Re_L^{0,4387} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{5,7189} X^{-0,4243} \quad (6.20)$$

dove $\left(\frac{p}{p_{crit}}\right)$ rappresenta la pressione ridotta di lavoro.

Le prove sperimentali hanno coperto i range di valori: $X = 0,05-2,53$, $Re_L = 528-8200$,

$\left(\frac{p}{p_{crit}}\right) = 0,183-0,603$, $\left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) = 7,03-32,92$.

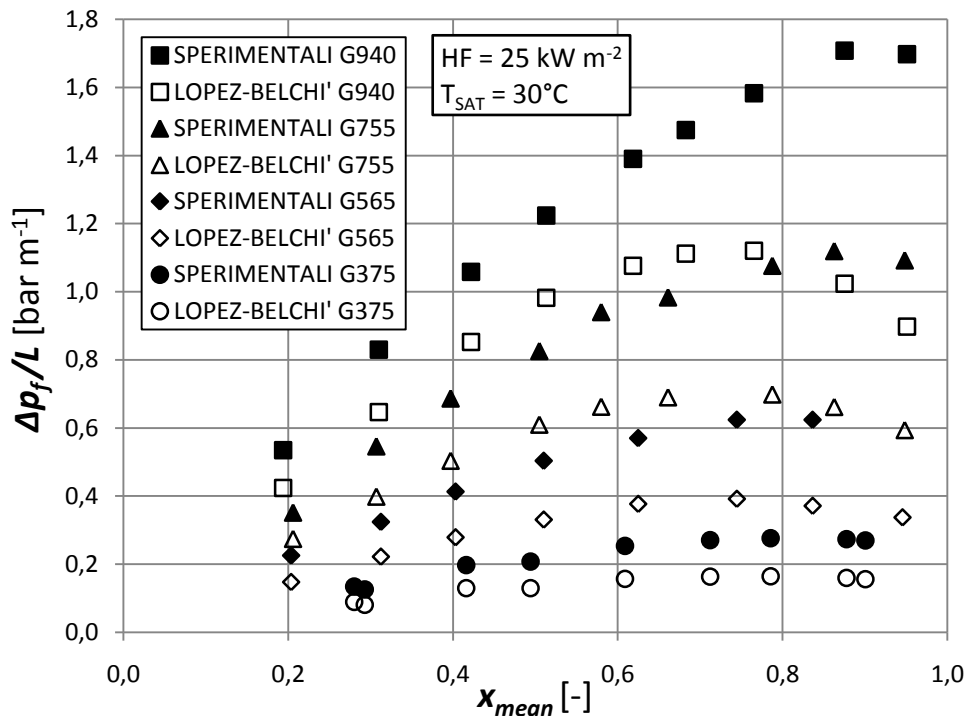


Figura 6.8: Gradiente di pressione per attrito in funzione del titolo medio misurato sperimentalmente e calcolato con il modello di Lopez-Belchi et al. [24], alla temperatura di saturazione di 30°C, per diverse portate specifiche e per un flusso termico specifico imposto di 25 kW m⁻².

In figura 6.8 sono riportati i valori del gradiente di pressione per attrito in funzione del titolo medio, misurati sperimentalmente e calcolati con il modello di Lopez-Belchì et al. [24], per tutte le portate specifiche testate con il flusso termico specifico 25 kW m^{-2} alla temperatura di saturazione di 30°C .

Come si può vedere i gradienti di pressione sperimentali sono maggiori rispetto a quelli calcolati con il modello e la differenza tra i due tende a crescere con il titolo medio.

In sostanza si può allora dire che a titoli alti le alette comportano una penalizzazione sulle perdite di carico più marcata rispetto al tubo liscio che non a titoli bassi.

In figura 6.9 è invece rappresentato il coefficiente di penalizzazione delle perdite di carico per attrito in funzione della portata specifica, dove si nota che non sembra esserci una dipendenza dalla portata specifica perché i risultati ottenuti sono all'incirca costanti e appartenenti perlopiù al range di valori che va da 1 a 2. La penalizzazione media sulle perdite di carico rispetto ai punti valutati è infatti esattamente del +50% rispetto a un analogo tubo liscio.

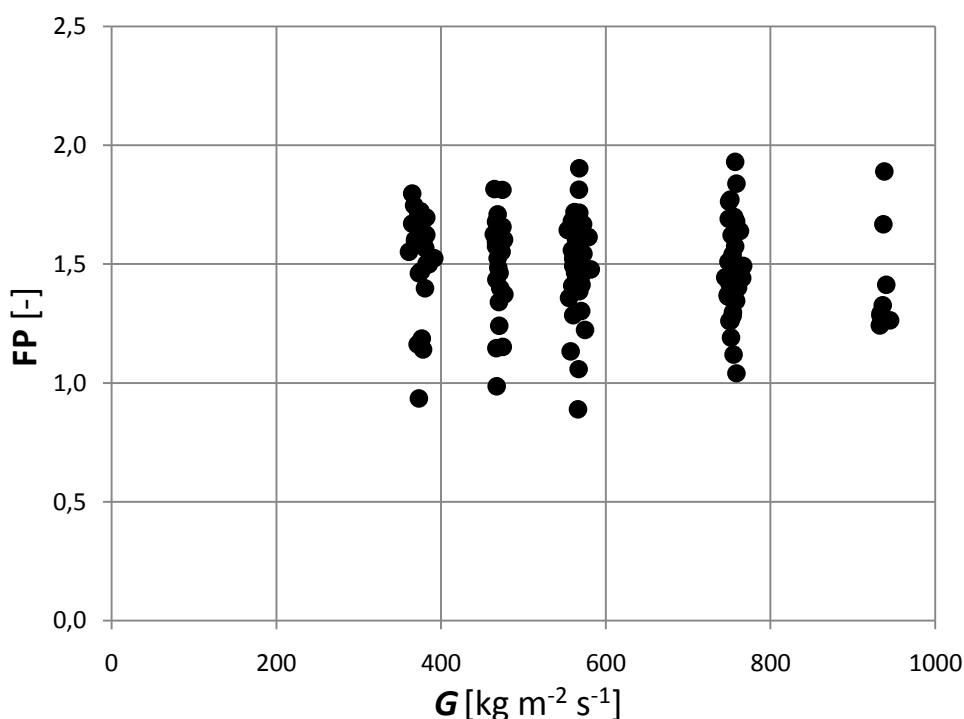


Figura 6.9: Fattore di penalizzazione delle perdite di carico per attrito in funzione della portata specifica con il modello di Lopez-Belchì et al. [24].

6.2 Confronto con modelli per i tubi microfin

In questa sezione saranno presentati alcuni modelli per i tubi microfin presi in letteratura, con i quali sono stati calcolati i valori di coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico nei nostri punti di lavoro, che sono stati poi messi a confronto con i dati sperimentali ottenuti per valutare la correttezza degli stessi modelli.

Per dare un'idea sull'efficacia di previsione dei vari modelli visti, per ognuno di essi sono stati calcolati tre indici che rappresentano la deviazione relativa, la deviazione assoluta e la deviazione standard dei valori calcolati con il modello rispetto ai valori misurati in laboratorio.

I tre indici sono stati calcolati secondo le formule:

$$MRD = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{x_{i,modello} - x_{i,sperimentale}}{x_{i,sperimentale}} \right] \cdot 100 \quad (6.21)$$

$$MAD = \left[\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \frac{|x_{i,modello} - x_{i,sperimentale}|}{x_{i,sperimentale}} \right] \cdot 100 \quad (6.22)$$

$$SD = \left[\sqrt{\left(\frac{1}{n} \right) \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_{i,modello} - x_{i,sperimentale}}{x_{i,sperimentale}} \right)^2} \right] \cdot 100 \quad (6.23)$$

dove con MRD è indicata la deviazione relativa (Mean Relative Deviation), con MAD quella assoluta (Mean Absolute Deviation) e con SD la deviazione standard (Standard Deviation), tutte espresse in percentuale. Con x_i è invece indicato l' i -esimo punto (coefficiente di scambio termico o gradiente di pressione per attrito) calcolato con il modello o rilevato in laboratorio.

6.2.1 Confronto con il modello di Diani et al. [25] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Il modello sviluppato da Diani et al. [25] è stato ricavato dallo studio della vaporizzazione del fluido R1234ze(E) in un tubo microfin avente diametro interno all'apice delle alette di 3,4 mm, e si può ritenere valido per tale diametro, con portate specifiche comprese tra 150 e 940 kg m⁻² s⁻¹ e con valori del titolo inferiori a quello critico di dryout.

Secondo Diani et al. [25] il coefficiente di scambio termico può essere considerato come la somma di due contributi, dovuti rispettivamente ai meccanismi di ebollizione nucleata (HTC_{NB}) e convezione forzata bifase (HTC_{CV}):

$$HTC = HTC_{NB} + HTC_{CV} \quad (6.24)$$

Il primo contributo può essere calcolato tramite la nota formula proposta da Cooper (1984) che considera un fattore di soppressione S :

$$HTC_{NB} = 0,473 \cdot HTC_{Cooper} \cdot S \quad (6.25)$$

con:

$$HTC_{Cooper} = 55 \cdot p_{red}^{0,12} \cdot [-\log_{10}(p_{red})]^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot HF^{0,67} \quad (6.26)$$

dove M è la massa molare del refrigerante in kg kmol⁻¹ e p_{red} la pressione ridotta.

Il flusso termico specifico HF è riferito all'area di scambio termico del tubo liscio avente il diametro idraulico pari al diametro interno all'apice delle alette del tubo microfin, ovvero:

$$HF = \frac{q}{(\pi \cdot D \cdot L)} \quad (6.27)$$

mentre il fattore di soppressione è così calcolabile:

$$S = 1,36 \cdot X_{tt}^{0,36} \quad (6.28)$$

dove:

$$X_{tt} = \begin{cases} \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \right] & \text{se } X_{tt} \leq 1 \\ 1 & \text{se } X_{tt} > 1 \end{cases} \quad (6.29)$$

Il secondo contributo è invece calcolato utilizzando la seguente equazione:

$$HTC_{CV} = 1,465 \cdot HTC_{LO} \cdot \left[1 + 1,128 \cdot x^{0,8170} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,3685} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,2363} \cdot \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{2,144} \cdot Pr_L^{-0,1} \right] \cdot Rx^{2,14} \cdot (Bo \cdot Fr)^{-0,15} \cdot \left(\frac{G_0}{G} \right)^{+0,36} \quad (6.30)$$

dove $G_0 = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e il coefficiente di scambio termico del solo liquido è dato dalla espressione:

$$HTC_{LO} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_l}{D} \cdot Re_{LO}^{0,8} \cdot Pr_L^{0,333} \quad (6.31)$$

Il numero di Prandtl della fase liquida Pr_L è calcolato ancora con la (6.11), mentre gli altri parametri, il coefficiente di incremento dell'area Rx , il numero di Reynolds della fase liquida che scorre da sola con l'intera portata Re_{LO} , il numero di Froude Fr e il numero di Bond Bo , sono calcolati con le seguenti formule:

$$Rx = \left\{ \frac{2 \cdot h \cdot n \cdot [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi \cdot D \cdot \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \cdot \frac{1}{\cos\beta} \quad (6.32)$$

$$Re_{LO} = \frac{G \cdot D}{\mu_l} \quad (6.33)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_v^2 \cdot g \cdot D} \quad (6.34)$$

$$Bo = \frac{g \cdot \rho_l \cdot h \cdot \pi \cdot D}{8 \cdot \sigma \cdot n} \quad (6.35)$$

dove n, h, β, γ sono rispettivamente il numero delle alette, la loro altezza, l'angolo di inclinazione che hanno rispetto all'orizzontale e il loro angolo all'apice.

In figura 6.10 sono confrontati i coefficienti di scambio termico ottenuti dal modello con quelli misurati in laboratorio. Se il modello fosse perfetto, teoricamente i punti dovrebbero stare tutti sulla bisettrice, mentre si nota che stanno quasi tutti tra la bisettrice e la retta -30%: questo indica che il modello tende a sottostimare il coefficiente di scambio termico.

Sono stati inoltre calcolati per il modello i tre indici di deviazione riportati in tabella 6.1: si nota che tutti hanno valori piuttosto bassi, per cui il modello si può dire abbastanza buono nel prevedere il coefficiente di scambio termico per il tubo microfin oggetto di studio.

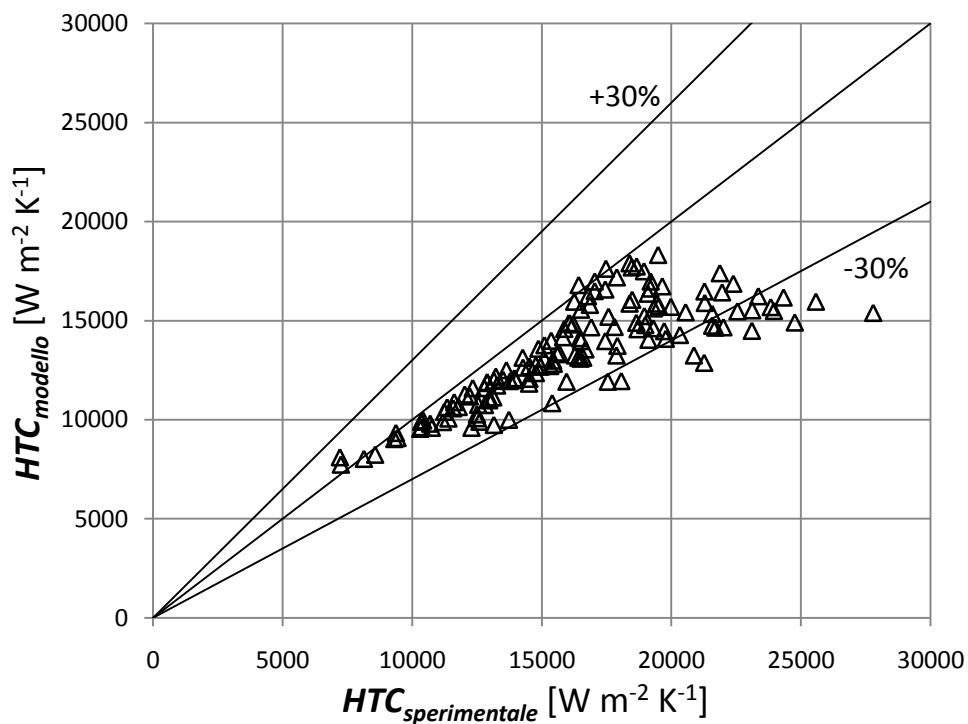


Figura 6.10: Coefficiente di scambio termico calcolato con il modello di Diani et al. [25] in funzione di quello sperimentale misurato in laboratorio.

<i>MRD</i>	-16%
<i>MAD</i>	16%
<i>SD</i>	11%

Tabella 6.1: Deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD), del modello di Diani et al. [25] per il calcolo del coefficiente di scambio termico in un tubo microfin.

6.2.2 Confronto con il modello di Wu et al. [26] per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Un altro modello preso in considerazione è quello sviluppato da Wu et al. [26], applicabile secondo gli autori per diversi fluidi in moto intermittente o anulare, con diametri nominali da 2,1 a 14,8 mm, portata specifica da 100 a 650 kg m⁻² s⁻¹, flussi termici specifici da 0 a 30 kW m⁻² e pressione ridotta da 0,08 a 0,69.

Anche Wu et al. [26] calcolano il coefficiente di scambio termico come somma dei due contributi dati dalla convezione forzata e dall'ebollizione nucleata:

$$h = [(h_{cv})^3 + (h_{nb})^3]^{1/3} = [(E_{RB} \cdot h_{cb,l})^3 + (S \cdot h_{pb})^3]^{1/3} \quad (6.36)$$

dove h_{nb} va posta uguale a zero se il flusso termico specifico della prova è minore del flusso termico specifico minimo per avere ebollizione nucleata q_{ONB} calcolato come:

$$q_{ONB} = \frac{2 \sigma T_{sat} h_{cb,l}}{r_{crit} \rho_v h_{lv}} \quad (6.37)$$

dove r_{crit} è il raggio critico della bolla assunto pari a $0,38 \cdot 10^{-6}$ m, h_{lv} è il calore latente di vaporizzazione, σ la tensione superficiale e $h_{cb,l}$ è il coefficiente di scambio termico convettivo in evaporazione al titolo corrente calcolato come segue, assumendo che le costanti C ed m valgano rispettivamente 0,014 e 0,68:

$$h_{cb,l} = C \text{Re}_\delta^m \text{Pr}_L^{0,4} \frac{\lambda_l}{\delta} \quad (6.38)$$

con:

$$\text{Re}_\delta = \frac{4 G (1 - x) \delta}{(1 - \varepsilon) \mu_l} \quad (6.39)$$

$$\delta = \sqrt{A_c / \pi} \cdot (1 - \sqrt{\varepsilon}) \quad (6.40)$$

dove δ è lo spessore del film di liquido, A_c la sezione trasversale reale di attraversamento e ε la frazione di vuoto così calcolata:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[(1 + 0,12(1 - x)) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1 - x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18 (1 - x) [g \sigma (\rho_l - \rho_v)^{0,25}]}{G \rho_l^{0,5}} \right]^{-1} \quad (6.41)$$

Il coefficiente di scambio termico in ebollizione nucleata h_{pb} da utilizzare nell'equazione (6.36) è calcolato come:

$$h_{pb} = 2,8 \times 207 \frac{\lambda_l}{D_b} \left[\frac{(q - q_{ONB}) D_b}{\lambda_l T_{sat}} \right]^{0,745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} \text{Pr}_L^{0,533} \quad (6.42)$$

dove D_b è il diametro alla quale la bolla si stacca dalla parete, calcolabile da:

$$D_b = 0,51 \left[\frac{2 \sigma}{g (\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (6.43)$$

I due fattori E_{RB} ed S sono invece calcolati come segue:

$$E_{RB} = \left\{ 1 + \left[2,64 \text{Re}_\delta^{0,036} \text{Pr}^{-0,024} \left(\frac{e}{d_i} \right)^{0,212} \left(\frac{p}{d_i} \right)^{-0,21} \left(\frac{\beta}{90} \right)^{0,29} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (6.44)$$

$$S = \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) \quad (6.45)$$

con:

$$\xi = 1,96 \times 10^{-5} \times \left(\frac{\rho_l c_{pl} T_{sat}}{\rho_v h_{lv}} \right)^{1,25} (E_{RB} h_{cb,l}) \frac{D_b}{\lambda_l} \quad (6.46)$$

In figura 6.11 sono rappresentati i coefficienti di scambio termico calcolati con il modello in funzione dei relativi valori ottenuti in laboratorio. La “nuvola di punti” appare piuttosto sparsa, motivo per il quale possiamo dire che il modello in questione appare abbastanza inadatto a predire con precisione accettabile il coefficiente di scambio termico del tubo microfin, come confermato dai valori delle deviazioni riportati in tabella 6.2.

<i>MRD</i>	-10%
<i>MAD</i>	22%
<i>SD</i>	25%

Tabella 6.2: Deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD), del modello di Wu et al. [26] per il calcolo del coefficiente di scambio termico in un tubo microfin.

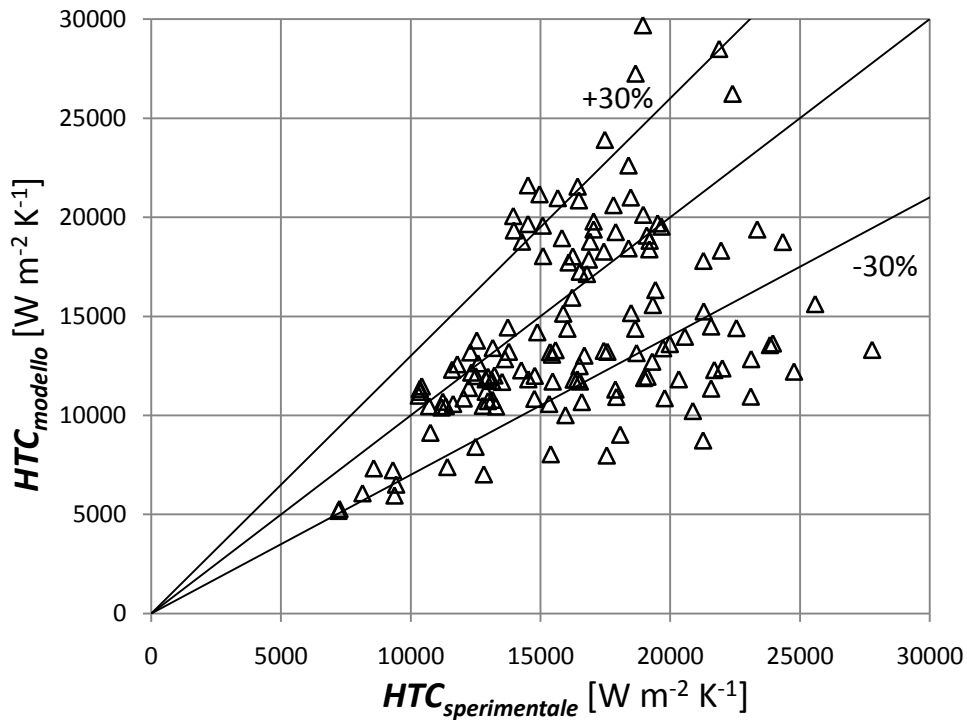


Figura 6.11: Coefficiente di scambio termico calcolato con il modello di Wu et al. [26] in funzione di quello sperimentale misurato in laboratorio.

6.2.3 Confronto con il modello di Diani et al. [25] per il calcolo delle perdite di carico

Nella stessa pubblicazione dalla quale è tratta la correlazione per il calcolo del coefficiente di scambio termico, Diani et al. [25] hanno proposto anche il seguente modello per il calcolo delle perdite di carico per attrito nei tubi microfin, da applicare per portate specifiche $G > 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_{LO}^2 \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO} = \Phi_{LO}^2 \cdot 2 \cdot f_{LO} \cdot \frac{G^2}{D \cdot \rho_l} \quad (6.47)$$

dove il moltiplicatore bifase è dato dalla:

$$\Phi_{LO}^2 = Z + 3,595 \cdot F \cdot H \cdot (1 - E)^W \quad (6.48)$$

con:

$$Z = (1 - x)^2 + x^2 \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right) \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,2} \quad (6.49)$$

$$F = x^{0,9525} \cdot (1 - x)^{0,414} \quad (6.50)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1,132} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,44} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{3,542} \quad (6.51)$$

$$W = 1,398 \cdot p_{red} \quad (6.52)$$

$$1 - E = -0,331 \cdot \ln \left[\frac{\mu_l \cdot G \cdot x}{\rho_v \cdot \sigma} \right] - 0,0919 \quad (6.53)$$

con i limiti che se $E > 0,95$ viene posto pari a 0,95, se $E > 0$ viene posto uguale a 0.

Inoltre il fattore d'attrito del liquido che scorre solo con l'intera portata f_{LO} è ricavato dal diagramma di Moody considerando una scabrezza relativa:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,18 \cdot \frac{h}{D}}{0,1 + \cos\beta} \quad (6.54)$$

In figura 6.12 è mostrato l'andamento del gradiente di pressione per attrito calcolato con il modello in funzione di quello ottenuto in laboratorio.

Si nota che la correlazione sottostima la quasi totalità dei valori di oltre un 30%, motivo per il quale il modello non dà risultati affidabili per il nostro caso specifico.

Si vede però dalla tabella 6.3 che la deviazione standard è piuttosto bassa: questo suggerisce che in realtà il modello potrebbe comunque essere utile a dare una stima abbastanza precisa delle perdite di carico per attrito introducendo una costante correttiva nella correlazione.

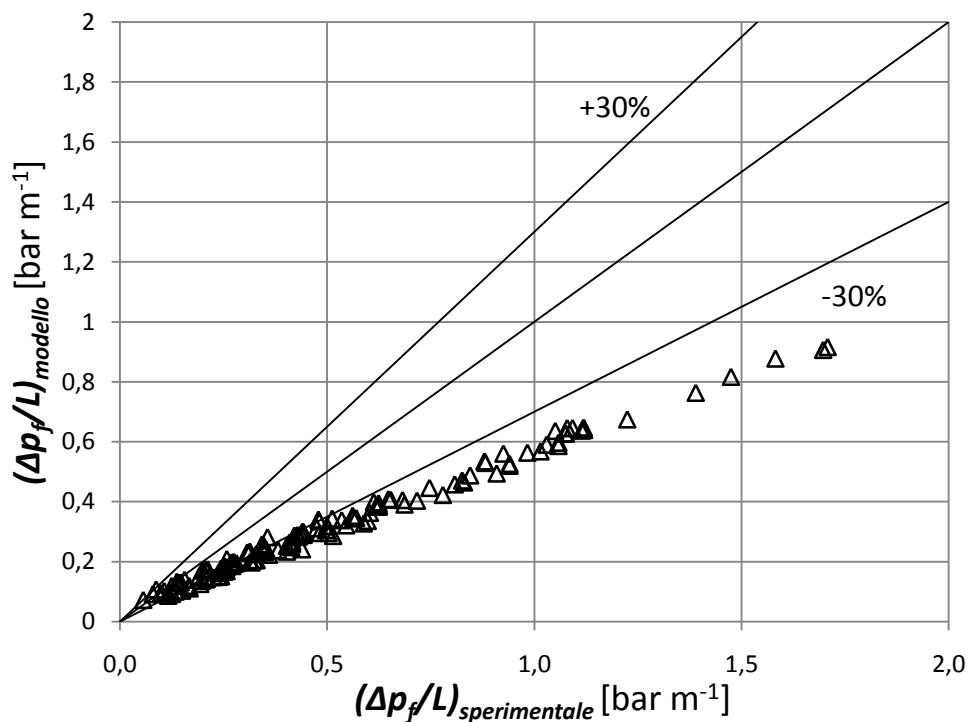


Figura 6.12: Gradiente di pressione per attrito calcolato con il modello di Diani et al. [25] in funzione di quello sperimentale misurato in laboratorio.

<i>MRD</i>	-32%
<i>MAD</i>	33%
<i>SD</i>	13%

Tabella 6.3: Deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD), del modello di Diani et al. [25] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito in un tubo microfin.

6.2.4 Confronto con il modello di Wu et al. [26] per il calcolo delle perdite di carico

Anche Wu et al. [26], oltre al modello visto in precedenza, hanno proposto la seguente correlazione per il calcolo delle perdite di carico per attrito per unità di lunghezza nei tubi microfin:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{2 f_{tp} G^2}{d \rho_{tp}} \quad (6.55)$$

dove:

$$\rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_v} \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (6.56)$$

$$f_{tp} = 2 \left[\left(\frac{8}{Re_{tp}} \right) + \frac{1}{(a+b)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (6.57)$$

con Re_{tp} numero di Reynolds del flusso bifase calcolato come:

$$Re_{tp} = \frac{G d_i}{\mu_{tp}} \quad (6.58)$$

con:

$$\mu_{tp} = \mu_l - 2,5 \mu_l \left[\frac{x \rho_l}{x \rho_l + (1-x) \rho_v} \right]^2 + \left[\frac{x \rho_l (1,5 \mu_l + \mu_v)}{x \rho_l + (1-x) \rho_v} \right] \quad (6.59)$$

dove μ_{tp} è la viscosità dinamica della miscela bifase e a e b sono fattori così calcolabili:

$$a = \left[2,457 \ln \left(\frac{1}{(7/Re_{tp})^{0,9} + (0,27 R_{xf})} \right) \right]^{16} \quad (6.60)$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re_{tp}} \right)^{16} \quad (6.61)$$

dove con R_{xf} è indicata la scabrezza relativa calcolabile dall'equazione (6.54).

In figura 6.13 si nota come anche questo modello tenda a sottostimare il gradiente di pressione per attrito: infatti tutti i punti del grafico stanno sotto la retta di -30%.

Se si considera anche il modello visto prima per il calcolo del coefficiente di scambio termico proposto dagli stessi autori, questa è un'ulteriore conferma di come i modelli sviluppati studiando certi diametri (diametro esterno 5 mm in questo caso), e anche per diverse geometrie, alla prova dei fatti risultino sostanzialmente inadatti a prevedere il comportamento di tubi microfin con diametri inferiori.

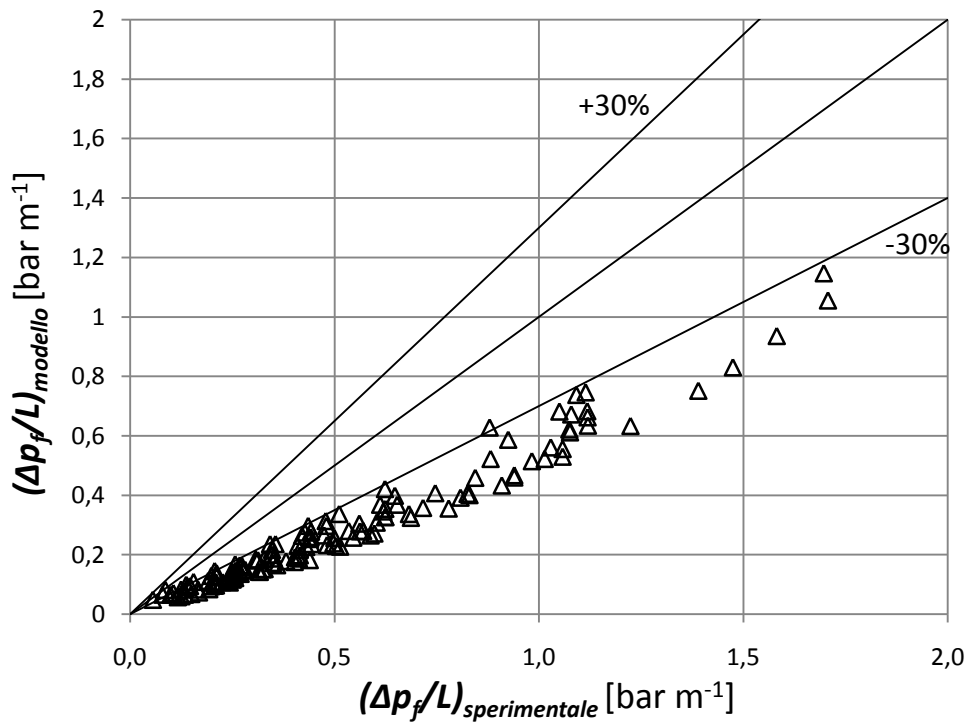


Figura 6.13: Gradiente di pressione per attrito calcolato con il modello di Wu et al. [26] in funzione di quello sperimentale misurato in laboratorio.

In questo caso vale però la stessa osservazione fatta per il modello di Diani et al. [25]: come si vede in tabella 6.4 la deviazione standard è bassa, quindi con l'utilizzo di un fattore correttivo si potrebbe in teoria modificare la correlazione e renderla utilizzabile anche per il tubo microfin studiato.

<i>MRD</i>	-45%
<i>MAD</i>	45%
<i>SD</i>	9%

Tabella 6.4: Deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD), del modello di Wu et al. [26] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito in un tubo microfin.

6.2.5 Confronto con il modello di Han e Lee [27] per il calcolo delle perdite di carico

Si presenta infine la correlazione proposta da Han e Lee [27] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito in un tubo microfin:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \Phi_1^2 \frac{f_1 [G (1 - x)]^2}{2 D_i \rho_l} \quad (6.62)$$

con:

$$f_1 = 0,193 \left[\frac{G (1 - x) D_i}{\mu_l} \right]^{-0,024} \left(\frac{p}{e} \right)^{-0,539} \quad (6.63)$$

$$\Phi_1^2 = 2,684 X_{tt}^{-1,946} \quad (6.64)$$

dove X_{tt} è il parametro di Martinelli con entrambe le fasi turbolente, calcolabile con l'espressione (6.29).

Il modello è stato sviluppato sulla base dei dati sperimentali ricavati dallo studio della condensazione di R134a, R22 e R410A, in quattro differenti tubi microfin con diametri interni da 4 a 9 mm.

In figura 6.14 si vede che anche questo modello tende a sottostimare il gradiente di pressione per attrito ottenuto in laboratorio.

Dalla tabella 6.5 si nota che oltre ad ottenere una sottostima molto marcata, anche la deviazione standard è piuttosto alta, quindi in questo caso non basterebbe introdurre una costante per correggere la correlazione.

Considerati i risultati ottenuti, si può affermare che anche questo modello non ci permette di calcolare con approssimazione soddisfacente le perdite di carico per attrito del tubo microalettato oggetto di studio.

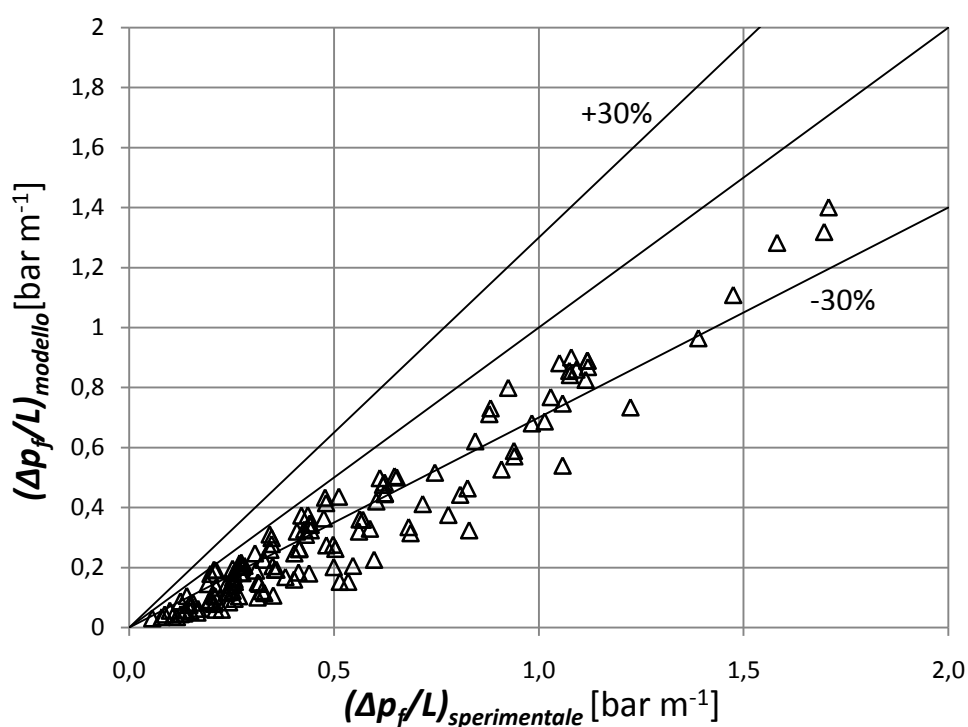


Figura 6.14: Gradiente di pressione per attrito calcolato con il modello di Han e Lee [27] in funzione di quello sperimentale misurato in laboratorio.

<i>MRD</i>	-38%
<i>MAD</i>	38%
<i>SD</i>	18%

Tabella 6.5: Deviazione relativa (MRD), assoluta (MAD) e standard (SD), del modello di Han e Lee [27] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito in un tubo microfin.

Conclusioni

In questa tesi sono state analizzate le prestazioni, in termini di coefficiente di scambio termico e gradiente di pressione per attrito, di un minitubo microalettato di diametro esterno pari a 3 mm, durante la vaporizzazione di R134a.

Per fare questo è stato saldato il minitubo microfin su di un piatto di rame alla cui base è fornito per effetto Joule il flusso termico specifico desiderato, tramite una resistenza elettrica: il tutto è stato inserito all'interno di una struttura in alluminio riempita con della lana di roccia per limitare al massimo le dispersioni verso l'esterno.

Il tubo microfin è stato testato al variare del titolo di vapore nella sezione per diverse condizioni operative, ovvero con una portata specifica compresa tra 375 e 940 kg m⁻² s⁻¹, un flusso termico specifico tra 10 e 50 kW m⁻² e una temperatura di saturazione tra 30 e 40°C.

Dai risultati ottenuti dalle misurazioni fatte in laboratorio si nota che:

- per tutte le prove in vaporizzazione il coefficiente di scambio termico è crescente con il titolo medio nella sezione e le perdite di carico sono crescenti fino a titoli molto alti, dove ad un certo punto presentano una flessione;
- a bassi titoli il meccanismo predominante sembra essere quello di ebollizione nucleata, perché i valori del coefficiente di scambio termico a portate diverse sono piuttosto simili e sono fortemente dipendenti dal flusso termico specifico, mentre a titoli alti c'è una leggera penalizzazione per le portate più alte;
- per flussi termici alti gli effetti descritti nel punto precedente tendono a diventare molto lievi e, inoltre, il coefficiente di scambio termico cresce molto meno con il titolo, cioè la curva tende ad appiattirsi;
- le perdite di carico per attrito risultano essere invece praticamente indipendenti dal flusso termico applicato;

- all'aumentare della temperatura di saturazione gli andamenti spiegati sopra non si modificano più di tanto, ma si registrano un lieve aumento del coefficiente di scambio termico e una marcata riduzione delle perdite di carico per attrito;
- da una verifica sulla deviazione standard delle temperature di parete registrate, si è notato un inizio di dryout per tutte le portate testate a 50 kW m^{-2} ;
- nelle prove monofase con vapore surriscaldato il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico aumentano all'aumentare della portata specifica;
- a tutte le portate si ottengono coefficienti di scambio termico migliori con liquido sottoraffreddato che non con vapore surriscaldato.

Oltre a questo, è stata eseguita un'analisi con COMSOL [32], un software di simulazione fisica, per verificare se le assunzioni fatte in merito alle temperature di parete della sezione fossero corrette: dai risultati ottenuti si può dire di aver introdotto una certa approssimazione nei nostri calcoli, ma l'errore commesso è da considerarsi trascurabile.

Infine, sono stati confrontati i dati sperimentali con quelli ottenuti da alcuni modelli presenti in letteratura per tubi lisci o tubi microaletti.

Dal modello di Shah [21,22] risulta evidente che con il tubo microfin si ottengono coefficienti di scambio termico migliori rispetto ad un analogo tubo liscio, soprattutto a basse portate specifiche, bassi titoli e bassi flussi termici specifici. Invece nel modello di Tran et al. [23], l'incremento del coefficiente di scambio termico rispetto al tubo liscio al crescere del titolo migliora, perché il modello esclude la componente di convezione forzata, che diviene importante proprio ad alti titoli. Con il modello di Lopez-Belchì et al. [24] si è visto però che anche il gradiente di pressione per attrito risulta sempre maggiore nel tubo microfin che nel tubo liscio, ancor più ad alti titoli.

Tra i modelli considerati per i tubi microaletti, possiamo considerare buono per il tubo microfin analizzato solo quello di Diani et al. [25] per il calcolo del coefficiente di scambio termico, perché le deviazioni medie assoluta, relativa e standard assumono valori piuttosto bassi, quindi i calcoli fatti si avvicinano molto ai dati raccolti in laboratorio, anche se tendono a sottostimarli leggermente.

Il modello di Wu et al. [26] per il calcolo del coefficiente di scambio termico e quello di Han e Lee [27] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito, sono risultati invece essere inadatti a predire il comportamento del microfin studiato.

Le stesse considerazioni valgono per i modelli di Diani et al. [25] e Wu et al. [26] per il calcolo del gradiente di pressione per attrito, aggiungendo però che la bassa deviazione standard ottenuta in questi due casi potrebbe suggerire l'utilizzo di una costante correttiva per poter utilizzare in modo soddisfacente queste correlazioni anche per il microfin in esame.

I risultati ottenuti confermano quanto già notato in molti studi presenti in letteratura, cioè che i tubi microalettati sono certamente una tecnologia da tenere in considerazione per migliorare le prestazioni di scambio termico di un processo senza aumentare troppo le perdite di carico. Soprattutto in certe condizioni, ovvero a portate specifiche, flusso termico specifico e titolo bassi, questa tecnologia dà il meglio di sé migliorando di molto le prestazioni rispetto ad un semplice tubo liscio.

E' però chiaro anche dalla presente trattazione, che i modelli sviluppati con certi diametri non sono in grado di predire con esattezza il comportamento in tubi di diametri inferiori.

Un grande lavoro di ricerca è quindi necessario per avere una visione più completa della tecnologia, anche perché le condizioni di lavoro possono essere molto diverse a seconda delle applicazioni. Quest'ultima considerazione è avvalorata sia dalla volontà di utilizzare tubi con diametri sempre minori per avere prestazioni migliori a costi ed impatto ambientale inferiori, sia dall'imminente introduzione della nuova generazione di fluidi idrofluoro-olefine (HFO) che andrà a sostituire in pochi anni tutti i più comuni refrigeranti utilizzati attualmente.

Nomenclatura

Simboli latini

A_C	Sezione trasversale reale di attraversamento [m^2]
B_0	Numero di ebollizione [-]
Bo	Numero di Bond [-]
C	Parametro di Chisholm [-]
C_0	Numero di convezione [-]
$c_{p,L}$	Calore specifico a pressione costate della fase liquida [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
c_{pl}	Calore specifico a pressione costate della fase liquida [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
D	Diametro idraulico [m]
D_i	Diametro interno alla punta delle alette [m]
D_b	Diametro alla quale la bolla si stacca dalla parete [m]
d_i	Diametro nominale interno alla base delle alette [m]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f$	Gradiente di pressione per attrito [Pa m^{-1}]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,LO}$	Gradiente di pressione per attrito della fase liquida che scorre con l'intera portata [Pa m^{-1}]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$	Gradiente di pressione per attrito della fase gas [Pa m^{-1}]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_l$	Gradiente di pressione per attrito della fase liquida [Pa m^{-1}]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{tp}$	Gradiente di pressione per attrito bifase [Pa m^{-1}]
E_{RB}	Fattore di incremento [-]
e	Altezza delle alette [m]
$\frac{e}{D}$	Scabrezza relativa [-]
Fr_{LO}	Numero di Froude della fase liquida che scorre con l'intera portata [-]
FI	Fattore di incremento dello scambio termico [-]

FP	Fattore di penalizzazione delle perdite di carico per attrito [-]
f_g	Fattore d'attrito monofase della fase gas [-]
f_l	Fattore d'attrito monofase della fase liquida [-]
f_{LO}	Fattore d'attrito della fase liquida che scorre da sola con l'intera portata [-]
f_{tp}	Fattore d'attrito bifase [-]
G	Portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]
g	Accelerazione di gravità [m s^{-2}]
HTC	Coefficiente di scambio termico [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
HTC_{MOD}	Coefficiente di scambio termico calcolato con il modello [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
HTC_{SPER}	Coefficiente di scambio termico sperimentale misurato in laboratorio [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
h	Altezza delle alette [-]
$h_{cb,l}$	Coefficiente di scambio termico convettivo in evaporazione al titolo corrente nel miglior punto della sezione trasversale del liquido [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
h_{cv}	Coefficiente di scambio termico di convezione forzata [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
h_{lv}	Calore latente di vaporizzazione [J kg^{-1}]
h_{nb}	Coefficiente di scambio termico di ebollizione nucleata [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
h_{pb}	Coefficiente di scambio termico di pool boiling [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
MAD	Deviazione assoluta [%]
MRD	Deviazione relativa [%]
N	Coefficiente di convezione [-]
N_t	Numero termocoppia [-]
n	Numero alette [-]
P_{el}	Potenza elettrica fornita alla resistenza scaldante [W]
$P_{el,c}$	Potenza elettrica corretta fornita al microfin [W]
$P_{el,d}$	Potenza elettrica dispersa dalla sezione [W]
Pr_L	Numero di Prandtl della fase liquida [-]
p	Passo assiale tra le alette [m]
p_{red}	Pressione ridotta [-]
$\left(\frac{p}{p_{crit}}\right)$	Pressione ridotta [-]

q	Flusso termico specifico [W m^{-2}]
q_{ONB}	Flusso termico specifico minimo per avere ebollizione nucleata [W m^{-2}]
Re	Numero di Reynolds [-]
Re_L	Numero di Reynolds della fase liquida [-]
Re_{tp}	Numero di Reynolds del flusso bifase [-]
Re_δ	Numero di Reynolds del film di liquido [-]
r	Calore latente di vaporizzazione [J kg^{-1}]
r_{crit}	Raggio critico della bolla [m]
S	Fattore di correzione dell'ebollizione nucleata [-]
SD	Deviazione standard [%]
T_{sat}	Temperatura di saturazione [K]
\bar{t}_p	Temperatura media di parete [$^{\circ}\text{C}$]
\bar{t}_{sat}	Temperatura media di saturazione tra ingresso e uscita della sezione [$^{\circ}\text{C}$]
$u(x)$	Incertezza composta della generica grandezza x [-]
We_{LO}	Numero di Weber della fase liquida che scorre con l'intera portata [-]
x	Titolo di vapore [-]
x_{in}	Titolo in ingresso alla sezione [-]
x_{mean}	Titolo medio nella sezione [-]
x_{out}	Titolo in uscita dalla sezione [-]
\bar{x}	Media aritmetica [-]
X	Parametro di Martinelli [-]
X_{tt}	Parametro di Martinelli con entrambe le fasi turbolente [-]

Simboli greci

α	Coefficiente di scambio termico globale [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_C	Coefficiente di scambio termico convettivo [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_{EN}	Coefficiente di scambio termico di ebollizione nucleata [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
α_L	Coefficiente di scambio convettivo realizzato dalla fase liquida [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
β	Angolo di inclinazione delle alette rispetto all'orizzontale [$^{\circ}$]
γ	Angolo all'apice delle alette [$^{\circ}$]

$\Delta p_f / L$	Gradiente di pressione per attrito [bar m^{-1}]
$\Delta p_{f,MOD}$	Perdita di pressione per attrito calcolata con il modello [bar]
$\Delta p_{f,SPER}$	Perdita di pressione per attrito misurata in laboratorio [bar]
$\Delta t_{p,s}$	Differenza di temperatura tra quella media della parete e quella media di saturazione [K]
Δx	Variazione di titolo tra ingresso e uscita della sezione [-]
δ	Spessore del film di liquido [m]
ε	Frazione di vuoto [-]
θ_i	Indice di sensibilità [-]
λ_l	Conducibilità termica della fase liquida [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
μ_l	Viscosità dinamica della fase liquida [Pa s]
μ_{tp}	Viscosità dinamica della miscela bifase [Pa s]
μ_v	Viscosità dinamica della fase vapore [Pa s]
ρ_l	Densità della fase liquida [kg m^{-3}]
ρ_{tp}	Densità della miscela bifase [kg m^{-3}]
ρ_v	Densità della fase vapore [kg m^{-3}]
ρ_g	Densità della fase gas [kg m^{-3}]
σ	Tensione superficiale [N m^{-1}]
σ_S	Scarto quadratico medio [-]
Φ_l	Moltiplicatore bifase d'attrito della fase liquida [-]
Φ_{LO}	Moltiplicatore bifase d'attrito della fase liquida che scorre con l'intera portata [-]

Bibliografia

- [1] Y. Taitel, A. E. Dukler. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal*, 22:47–55, 1976.
- [2] L. Rossetto. Dispense del corso di trasmissione del calore e termofluidodinamica.
- [3] S. Nukiyama. The maximum and minimum values of heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 37:367–374, 1934.
- [4] J. C. Collier. Boiling and evaporation. *Heat Exchanger Design Handbook*, 2.7.1-2.7.8, Hemisphere, 1983.
- [5] K. Fujie, N. Itoh, H. Kimura, N. Nakayama, T. Yanugidi. Heat transfer pipe. 1977: US Patent 4044797, assegnato a Hitachi LTD.
- [6] A. Cavallini, D. Del Col, S. Mancin, L. Rossetto. Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: a new computational procedure. *International Journal of Refrigeration*, 32:162-174, 2009.
- [7] A. Bejan, A. D. Kraus. *Heat transfer handbook*, John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [8] S. N. Sapali, P. A. Patil. Heat transfer during condensation of HFC-134a and R-404A inside of an horizontal smooth and micro-fin tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34:1133-1141, 2010.
- [9] J. R. Thome. Boiling of new refrigerants: a state-of-the-art review. *Int. J. Ref.*, 19:435-457, 1996.
- [10] L. M. Schlager, M. B. Pate, A. E. Bergles. Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 in horizontal micro-fin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 12:6-14, 1989.
- [11] K. Seo, Y. Kim. Evaporation heat transfer and pressure drop of R-22 in 7 and 9.52 smooth/micro-fin tubes. *Int. J. Heat. Mass Transf.*, 43:2869-2882, 2000.

- [12] M. H. Kim, J. S. Shin. Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 28:940-948, 2005.
- [13] D. Jung, Y. Cho, K. Park. Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 27:25-32, 2004.
- [14] A. Muzzio, A. Niro, S. Arosio. Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R-22 inside 9.52 mm O.D. microfin tubes of different geometries. *J. Enhanced Heat Transfer*, 5:39-52, 1997.
- [15] M. Yu, T. Lin, C. Tseng. Heat transfer and flow pattern during two-phase flow boiling of R-134a in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 25:789-798, 2002.
- [16] J. M. Cho, M. S. Kim. Experimental studies on the evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of the diameters of 5 and 9,52 mm. *International Journal of Refrigeration*, 30:986-994, 2007.
- [17] C. Dang, N. Haraguchi, E. Hihara. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide inside a small-sized microfin tube. *International Journal of Refrigeration*, 33:655-663, 2010.
- [18] L. Doretto, C. Zilio, S. Mancin, A. Cavallini. Condensation flow pattern inside plain and microfin tubes: a review. *International Journal of Refrigeration*, 36:567-587, 2013.
- [19] D. Del Col, S. Bortolin. Investigation of dryout during flow boiling in a single microchannel under non-uniform axial heat flux. *International Journal of Thermal Sciences*, 57:25-36, 2012.
- [20] S. M. Kim, I. Mudawar. Universal approach to predicting saturated flow boiling heat transfer in mini/micro-channels – Part I. – Dryout incipiente quality. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64:1226-1238, 2013.
- [21] M. M. Shah. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Trans.*, 82:66-86, 1976.

- [22] M. M. Shah. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Trans.*, 88:185-196, 1982.
- [23] T. N. Tran, M. W. Wambsganss, D. M. France. Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants. *Int. J. Multiphase Flow*, vol.22 num.3 pag 485-498, 1996.
- [24] A. Lopez-Belchì, F. Illan-Gomez, F. Vera-García, J. R. García-Cascales. Experimental condensing two-phase frictional pressure drop inside mini-channels. Comparison and new model development. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75:581-591, 2014.
- [25] A. Diani, S. Mancin, L. Rossetto. R1234ze(E) flow boiling inside a 3.4 mm ID microfin tube. *International Journal of Refrigeration*, 47:105-119, 2014.
- [26] Z. Wu, Y. Wu, B. Sundén, W. Li. Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44:398-408, 2013.
- [27] D. Han, K. J. Lee. Experimental study on condensation heat transfer enhancement and pressure drop penalty factors in four microfin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:3804-3816, 2005.
- [28] M. Salvatore. Nuovo impianto sperimentale per la vaporizzazione di fluidi refrigeranti in schiume metalliche. Master's thesis, Università degli Studi di Padova, 2012.
- [29] LabVIEW™, 2011.
- [30] NIST, REFPROP 9.1, 2013.
- [31] Microsoft, Excel, 2007.
- [32] COMSOL 3.5, 2008.